

Rediseño y construcción de un rodete para la turbina Pelton EDIBON modelo TPC del
Laboratorio de Sistema de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos (STAF)

Julián Mauricio García Peñaranda

Javier Alfredo Cetina Henao

Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director

PhD. Manuel del Jesús Martínez

Codirector

PhD. Carlos Fidel Amaris Castilla

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas
Escuela de Ingeniería Mecánica
Bucaramanga
2026

Dedicatoria

Este logro, el más importante de mi vida hasta hoy, está dedicado, en primer lugar, a mi mamá, Leonor Peñaranda, por su amor incondicional, por ser el pilar de nuestro hogar y enseñarme a superar cualquier dificultad; y a mi papá, Germán Peña, por recibirme como su hijo con tanto amor, por sus consejos y su respaldo constante. Me siento profundamente orgulloso de ustedes; son mi mayor inspiración.

A mi hermano Matías, por su compañía y por enseñarme, con su ejemplo, el valor de la constancia y la fe. A mi hermanita Silvia, cuya memoria permanece viva y a quien dedico este logro, seguro de que me acompaña desde el cielo.

También comparto este triunfo con mi padre biológico, Julián, y mi hermana Dayana, a quienes guardo cariño pese a la distancia.

A mis nonos, Orlando, por inspirarme a superarme y alcanzar esta meta, y Polita, por ser un ejemplo de resiliencia y fortaleza.

En el cielo, recuerdo con especial cariño a mi tío y padrino Nixon, quien sé que celebra este momento conmigo.

Dedico también este logro a mis tíos Manuel, Pacho, Julio, Roberto, Hilda y Paula, por su apoyo a lo largo de mi vida; a mis primos Juan, David, Tomás, Manuela, Pito, María, Felipe y Sofía, por su cariño y por hacer de cada reencuentro un motivo de alegría; y a mis amigos y compañeros de universidad, con quienes compartí este camino. Este logro también les pertenece.

JULIAN MAURICIO GARCIA PEÑARANDA

Dedico esta tesis, en primer lugar, a Dios, por darme la fortaleza, la sabiduría y la oportunidad de culminar esta importante etapa de mi vida, permitiéndome alcanzar la meta de convertirme en profesional.

A mis padres, Omar y Maryori, por su amor incondicional, su esfuerzo, sus sacrificios y el apoyo constante que me brindaron durante toda mi formación académica. Gracias por creer en mí, motivarme a seguir adelante y ser el pilar fundamental para hacer realidad este sueño.

A mis hermanos, Esteban, Jessica y Estefany, por acompañarme en este camino, brindarme su apoyo, sus consejos y palabras de aliento en los momentos más desafiantes. Su cariño y confianza fueron una fuente de motivación para no rendirme.

Finalmente, dedico este trabajo a aquellas personas que, con su ejemplo, confianza y enseñanzas, dejaron una huella significativa en mi vida universitaria. En especial, al profesor Isidro Díaz y al profesor Alejandro Sierra, quienes, desde sus diferentes roles, me inspiraron a crecer como estudiante, deportista y persona, motivándome siempre a dar lo mejor de mí.

A todas las personas que, de una u otra manera, hicieron parte de este logro, les expreso mi más sincera gratitud y dedico este trabajo con profundo cariño y respeto.

JAVIER ALFREDO CETINA HENAO

Agradecimientos

Mi gratitud, en primer lugar, es para Dios, por el don de la vida, la salud y la fortaleza para superar cada desafío.

A mis padres, Leonor y Germán, por su amor incondicional, sus valores y su esfuerzo incansable, pilares de este logro. A mi padre biológico, Julián, por el apoyo económico clave para culminar mi formación. A mi tío Manuel, por abrirme generosamente las puertas de su hogar y brindarme su respaldo.

Un agradecimiento especial a mi tío Pacho, por su valioso apoyo y por esos momentos de desconexión los fines de semana compartiendo una buena hamburguesa.

Agradezco a mi director y codirector de tesis por su orientación, a don Severo por su apoyo técnico en la manufactura, y a mi compañero de tesis por su constante trabajo en equipo para superar cada reto.

A la Universidad Industrial de Santander (UIS) y a Bienestar Universitario, por su compromiso con la educación pública y su apoyo esencial durante mi permanencia.

A mi familia, profesores, compañeros y amigos por creer en mí y acompañarme en este camino. Hoy, con inmenso orgullo, puedo decir: ¡Soy profesional, soy egresado de la UIS!

P. D. Este título no lleva solo mi nombre; lleva el esfuerzo de mi familia, el apoyo de quienes caminaron a mi lado y la bendición de quienes me acompañan desde el cielo. ¡Lo logramos!

JULIAN MAURICIO GARCIA PEÑARANDA

Expreso mi más sincero agradecimiento a Dios por brindarme la fortaleza, la sabiduría y la oportunidad de culminar este trabajo de investigación y esta importante etapa de mi formación profesional.

Agradezco de manera especial a mi director de tesis, el PhD. Manuel del Jesús Martínez, y a mi codirector, el PhD. Carlos Fidel Amaris Castilla, por su valiosa orientación, dedicación, acompañamiento y constante disposición durante el desarrollo de este proyecto. Sus conocimientos, experiencia y recomendaciones fueron fundamentales para la culminación satisfactoria de esta investigación.

Asimismo, expreso mi agradecimiento a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander por facilitar el acceso a sus instalaciones, herramientas y laboratorios, así como por brindar los recursos necesarios para el desarrollo de esta tesis.

De igual manera, agradezco a mi compañero de tesis por su compromiso, dedicación y trabajo en equipo. Su apoyo, colaboración y esfuerzo constante fueron fundamentales para superar los retos que se presentaron durante el desarrollo de este proyecto y alcanzar satisfactoriamente los objetivos propuestos.

Finalmente, agradezco a todas las personas que, de una u otra manera, contribuyeron al desarrollo de este trabajo y me brindaron su apoyo a lo largo de este proceso académico.

JAVIER ALFREDO CETINA HENAO

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	17
1. Objetivos	19
1.1 Objetivo General	19
1.2 Objetivos Específicos.....	19
2. Marco teórico y estado del arte	20
2.1 Fundamentos de Turbinas Pelton.....	20
2.1.1 Principio de conversión de energía.	20
2.1.2 Cinemática del Flujo y Triángulos de Velocidades.	21
2.1.3 Ecuación de Euler y Potencia Mecánica.	24
2.1.4 Eficiencia Hidráulica y Punto de Operación Óptimo (BEP).	24
2.1.5 Pérdidas y Semejanza Hidráulica a Pequeña Escala.....	25
2.2 Manufactura Aditiva y Arquitectura Híbrida en Turbomáquinas	26
2.2.1 Arquitectura Híbrida: Integración Metal – Polímero.....	26
2.2.2 Polímeros de Modelado por Deposición Fundida (FDM): PETG y ASA	27
2.3 Antecedentes e Investigaciones Relacionadas	28
2.3.1 Prototipado Rápido en Entornos de Laboratorio	28
2.3.2 Optimización a Pequeña Escala	29
2.3.3 Justificación del Rediseño Propuesto.....	31
3. Diagnóstico y caracterización del sistema (línea base).....	32
3.1 Descripción del Banco de Pruebas.....	32

3.2 Diagnóstico del Comportamiento Operativo	34
3.2.1 Análisis Práctico e Histórico de Torque y Potencia.....	37
3.2.2 Análisis de Eficiencia y Justificación del Rediseño	40
3.2.3 Diagnóstico de Falla del Rodete Original	42
3.2.4 Consideraciones de Incertidumbre Experimental	43
3.3 Ingeniería Inversa y Restricciones Geométricas	43
4. Diseño conceptual y dimensionamiento geométrico	46
4.1 Despliegue de la función de calidad (QFD).....	46
4.2 Alternativas de Solución y Selección	48
4.2.1 Descripción de las Alternativas Conceptuales	49
4.2.2 Evaluación y Selección (Matriz de Pugh).....	51
4.3 Dimensionamiento Geométrico del Rodete	52
4.3.1 Restricción Principal y Diámetro de Chorro Equivalente.....	54
4.3.2 Proporciones del Perfil Hidráulico.....	54
4.3.3 Determinación del Número de Cucharas (Z)	55
4.4 Análisis Cinemático y Verificación Hidráulica	57
4.4.1 Parámetros Hidráulicos de Entrada.....	58
4.4.2 Cinemática del Rodete (Triángulos de Velocidades).....	60
4.4.3 Potencia Mecánica Teórica y Validación	62
4.5 Modelado CAD del Sistema Híbrido	63
4.5.1 Modelado del Cangilón.....	64
4.5.2 Modelado del Núcleo de Transmisión (Discos Metálicos).....	65
4.5.3 Ensamble Final del Rodete Híbrido	66

5. Simulación computacional (FEA Y CFD).....	69
5.1 Simulación Mediante el Método de elementos Finitos (FEA).....	69
5.1.1 Propiedades de materiales y contactos.....	69
5.1.2 Malla Estructural.....	70
5.1.3 Cargas y Sujeciones	71
5.1.4 Análisis de Tensiones y Desplazamientos	73
5.1.5 Validación del Factor de Seguridad	75
5.2 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) mediante Solidworks	76
5.2.1 Configuración del Dominio y Modelo Físico	77
5.2.2 Condiciones de Frontera y Fluidos	77
5.2.3 Parámetros de Mallado	78
5.2.4 Análisis de Resultados: Velocidad y Presión.....	79
5.2.5 Evaluación de Objetivos y Torque.....	80
5.3 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) mediante ANSYS fluent.	81
5.3.1 Simplificación geométrica del modelo.	81
5.3.2 Malla computacional.....	83
5.3.3 Configuración física y condiciones de frontera.	84
5.3.4 Fracción volumétrica de agua.	85
5.3.5 Magnitud de velocidad.....	86
5.3.6 Presión estática.....	87
5.3.7 Resultados numéricos.	88
5.3.8 Residuales y estado de solución.....	89
6. Fabricación, ensamble y validación experimental	92
6.1 Manufactura de los Componentes del Rodete	92

6.1.1. Impresión 3D y Posprocesamiento de los Álabes	92
6.1.2 Corte y Mecanizado de los Discos de Retención	96
6.2 Protocolo de Ensamble y Balanceo Estático.....	98
6.3 Pruebas de Funcionamiento en el Banco EDIBON	99
6.3.1. Montaje y Condiciones Operativas	100
6.3.2 Prueba de funcionamiento.....	100
6.4. Costos de fabricación	105
7. Conclusiones	107
8. Recomendaciones	110
Referencias bibliográficas.....	111

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Síntesis de investigaciones recientes sobre turbinas Pelton de pequeña escala..	31
Tabla 2. Resumen de componentes del Banco de Pruebas EDIBON TPC.....	33
Tabla 3. Resumen de restricciones geométricas operativas de diseño.....	44
Tabla 4. Dimensiones y características del rodete original.....	45
Tabla 5. Matriz QFD para el rediseño y construcción de un rodete Pelton.	47
Tabla 6. Alternativas de solución a criterio personal.....	48
Tabla 7. Matriz de Pugh para la selección de alternativa de diseño.	52
Tabla 8. Resumen de dimensiones calculadas para el perfil del nuevo cangilón Pelton..	57
Tabla 9. Interacción global entre componentes para el FEA.	70
Tabla 10. Sujeción central y fuerzas resultantes, análisis FEA.	72
Tabla 11. Cargas hidrodinámicas e inercial para análisis FEA.	73
Tabla 12. Trazado de tensiones equivalentes (Von Mises), análisis FEA.	74
Tabla 13. Trazado de desplazamientos resultantes (URES) FEA.....	75
Tabla 14. Trazado de factor de seguridad FEA.	76
Tabla 15. Parámetros del mallado.....	83
Tabla 16. Configuraciones físicas y condiciones de fronteras.....	85
Tabla 17. Variables hidráulicas calculadas.	89
Tabla 18. Parámetros de impresión PETG en Ultimaker Cura.	93
Tabla 19. Costos de fabricación del nuevo rodete.	105

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Turbina Pelton EDIBON TPC.....	17
Figura 2. Diagrama esquemático de una turbina Pelton.	21
Figura 3. Triángulos de velocidades (teoría unidimensional) de una turbina Pelton.....	22
Figura 4. Cinemática del flujo y triángulos de velocidades en el cangilón.	23
Figura 5. Rendimiento hidráulico ideal vs. relación de velocidades ($u/c1$).	25
Figura 6. Arquitectura híbrida modular del rodete Pelton.	27
Figura 7. Rodete Pelton impreso en 3D para laboratorio.....	29
Figura 8. Metodología iterativa de rediseño para turbomáquinas.....	30
Figura 9. Identificación de las partes del banco EDIBON.....	33
Figura 10. Software SCADA para registro de datos.....	35
Figura 11. Curvas características teóricas del funcionamiento de una turbina Pelton.....	36
Figura 12. Torque vs RPM al 40%, 50% y 60 %......	37
Figura 13. Torque vs RPM al 40%, 50% y 60 %, datos históricos.....	38
Figura 14. Potencia mecánica vs RPM al 40%, 50% y 60 %.	39
Figura 15. Potencia mecánica vs RPM al 40%, 50% y 60 %, datos históricos.	39
Figura 16. Eficiencia vs RPM al 40%, 50% y 60 %.	40
Figura 17. Eficiencia vs RPM al 40%, 50% y 60 %, datos históricos.	41
Figura 18. Caracterización dimensional mediante metrología directa.....	44
Figura 19. Alternativa A: Diseño híbrido discos metálicos - PETG 3D.....	49
Figura 20. Alternativa B: Disco metálico y cangilones fundidos apertados.....	50
Figura 21. Alternativa C: Diseño monobloque impreso en 3D.	51

Figura 22. Dimensiones principales y relaciones empíricas de un cangilón Pelton.	53
Figura 23. Esquema de interacción chorro-cangilón y parámetros de entrada.	60
Figura 24. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del cangilón diseñado.	62
Figura 25. Diseño CAD del cangilón con vena de refuerzo geométrica.	65
Figura 26. Diseño CAD de los discos metálicos del núcleo de transmisión.....	66
Figura 27. Vista explosionada del rodete Pelton híbrido modular.....	67
Figura 28. Ensamble final del rodete Pelton rediseñado.....	68
Figura 29. Discretización del dominio computacional mediante malla sólida, FEA.....	71
Figura 30. Configuración del dominio 3D y vector de entrada del chorro.	78
Figura 31. Mallado automático con refinamiento en canales estrechos desactivado.	79
Figura 32. Convergencia de torque y fuerza durante la simulación.	80
Figura 33. Mallado superficial del rodete simplificado para simulación.....	81
Figura 34. Ubicación de la entrada del chorro respecto al rodete.....	82
Figura 35. Malla superficial del rodete en vista frontal.	84
Figura 36. Contorno de fracción volumétrica de agua en el plano central.	86
Figura 37. Contorno de magnitud de velocidad del chorro en el plano central.	87
Figura 38. Distribución de presión estática en la zona de interacción chorro-rodete.	88
Figura 39. Evolución de residuales durante la simulación transitoria VOF.	90
Figura 40. Programa UltiMaker cura usado para la impresión 3D de los cangilones.	94
Figura 41. Acabado de los cangilones luego de la impresión 3D.....	94
Figura 42. Resina epóxica usada para mejorar el acabado de los cangilones.....	95
Figura 43. Corte láser de los discos de retención en acero inoxidable.	96
Figura 44. Discos de retención luego del corte láser.	97

Figura 45. Acabado final de los discos de sujeción luego de un pulido superficial.	97
Figura 46. Ensamblaje del rodete híbrido con apriete gradual en cruz.....	98
Figura 47. Rodete Pelton híbrido completamente ensamblado.	99
Figura 48. Rodete híbrido instalado y en operación en el banco EDIBON.....	100
Figura 49. Comportamiento del rodete durante la prueba en el banco EDIBON.	101
Figura 50. Torque vs RPM al 50% y 60 %.....	102
Figura 51. Potencia mecánica vs RPM al 50% y 60 %.....	103
Figura 52. Eficiencia vs RPM al 50% y 60 %.	104

Lista de Apéndices

Pág.

Apéndices.....	113
Apéndice A. Plano de disco de retención.	113
Apéndice B. Plano de álabe sin inclinación.....	114
Apéndice C. Plano explosionado del ensamble general.	115
Apéndice D. Plano de álabe con inclinación de 20 grados.	116
Apéndice E. Plano explosionado de ensamble con álabes inclinados.	117

Resumen

Título: Rediseño y construcción de un rodete para la turbina Pelton EDIBON modelo TPC del Laboratorio de Sistema de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos (STAF)

Autor: Julián Mauricio García Peñaranda, Javier Alfredo Cetina Henao.

Palabras Clave: Turbina Pelton, Rodete, Manufactura, Turbomáquinas hidráulicas, Cangilón.

Descripción: El rodete de la turbina Pelton EDIBON modelo TPC del Laboratorio de Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos (STAF) de la Escuela de Ingeniería Mecánica en la Universidad Industrial de Santander presentaba deterioro en sus cangilones, comprometiendo la continuidad de las prácticas experimentales. En respuesta a esta necesidad, este trabajo tuvo como objetivo rediseñar y construir un rodete funcional compatible con las condiciones de operación del banco. El desarrollo comprendió el análisis de las condiciones hidráulicas y geométricas del equipo original, considerando parámetros como el caudal, la velocidad del chorro y la potencia teórica. Posteriormente, el diseño fue validado mediante análisis por elementos finitos (FEA) y dinámica de fluidos computacional (CFD) para evaluar su integridad estructural frente a las fuerzas hidrodinámicas de impacto. Se implementó una manufactura híbrida compuesta por cangilones individuales impresos en 3D (PETG) y discos metálicos de soporte, sometiendo el conjunto a pruebas en laboratorio. Los ensayos evidenciaron un comportamiento dinámico estable sin vibraciones ni fallas estructurales. En consecuencia, el rodete desarrollado constituye una alternativa técnica y económica viable que restituye la operatividad del equipo y fortalece las actividades académicas del laboratorio STAF.

*Trabajo de grado.

**Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: PhD. Manuel del Jesús Martínez.

Abstract

Title: Redesign and Manufacturing of a Runner for the EDIBON TPC Pelton Turbine at the Fluid Transport and Utilization Systems (STAF) Laboratory

Author: Julián Mauricio García Peñaranda, Javier Alfredo Cetina Henao

Key Words: Pelton turbine, Impeller, Manufacturing, Hydraulic turbomachinery, Bucket.

Description: The impeller of the EDIBON Model TPC Pelton turbine at the Laboratory of Fluid Transport and Utilization Systems (STAF) of the School of Mechanical Engineering at the Industrial University of Santander was showing signs of wear on its buckets, jeopardizing the continuity of experimental work. In response to this need, the objective of this study was to redesign and construct a functional impeller compatible with the test bench's operating conditions. The development process included an analysis of the hydraulic and geometric conditions of the original equipment, considering parameters such as flow rate, jet velocity, and theoretical power. Subsequently, the design was validated using finite element analysis (FEA) and computational fluid dynamics (CFD) to assess its structural integrity against hydrodynamic impact forces. A hybrid manufacturing process was implemented, consisting of individual 3D-printed buckets (PETG) and metal support discs, and the assembly was subjected to laboratory testing. The tests demonstrated stable dynamic behavior without vibrations or structural failures. Consequently, the developed impeller constitutes a viable technical and economic alternative that restores the equipment's operability and strengthens the academic activities of the STAF laboratory.

*Degree project.

**Faculty of Physical – Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: PhD. Manuel del Jesús Martínez.

Introducción

Las turbinas Pelton son ampliamente utilizadas en sistemas hidroeléctricos que aprovechan grandes saltos de agua con bajo caudal (Dixon & Hall, 2014). Un ejemplo representativo es la central hidroeléctrica Hidro Sogamoso en el departamento de Santander, cuya capacidad instalada de 820 MW, evidencia la importancia estratégica de esta tecnología para la generación eléctrica en la región (Servicio Geológico Colombiano, 2024).

En este contexto, el laboratorio de Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos (STAF) de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander (UIS), dispone de una turbina Pelton a escala, modelo TPC de la marca EDIBON para fines docentes e investigativos (EDIBON, s.f.). Sin embargo, el equipo ha presentado fallas en el rodete, componente esencial que convierte la energía de movimiento del agua en energía de rotación. Dichas fallas se han manifestado en la fractura de varios de sus cangilones (también conocidos como álabes o cucharas), lo que ha limitado el uso de la turbina y restringido la continuidad de las prácticas académicas en el laboratorio.

Figura 1.

Turbina Pelton EDIBON TPC.



Nota. Adaptado de EDIBON, (<https://www.edibon.com/es/mecanica-de-fluidos/maquinas-de-fluidos>).

Para restablecer su funcionalidad, se plantea el diseño y fabricación de un nuevo rodete que garantice el adecuado aprovechamiento del equipo en la enseñanza e investigación. Frente a esta situación surge la siguiente pregunta de investigación:

¿Cuál debe ser el material y diseño del nuevo rodete que permita restituir la operatividad del modelo de turbina Pelton en el laboratorio de STAF?

Más allá de la simple sustitución de un componente averiado, este proyecto se plantea como un caso de estudio integral en ingeniería mecánica que combina el diseño riguroso, la manufactura aditiva y la validación mediante CFD y FEA. Se propone una innovadora arquitectura híbrida metal-polímero que aprovecha la alta resistencia a la fatiga del acero inoxidable 304 para el núcleo de transmisión y la versatilidad del polímero (PETG) impreso en 3D para los álabes. Esta sinergia ofrece ventajas mecánicas y económicas sustanciales, permitiendo el reemplazo modular e individual de los cangilones en caso de desgaste sin necesidad de descartar el ensamble completo.

De esta manera, la investigación no solo restituye la operatividad de la turbina Pelton en el laboratorio STAF, sino que establece una metodología estructurada y reproducible. Este marco de referencia técnico servirá como base para la futura recuperación, mantenimiento y modernización tecnológica de otros bancos de experimentación didáctica dentro y fuera de la institución.

1. Objetivos

1.1 Objetivo General

Rediseñar, fabricar y validar experimentalmente un rodete funcional para la turbina Pelton EDIBON modelo TPC del Laboratorio STAF, garantizando su compatibilidad hidráulica, estructural y operativa mediante herramientas de diseño asistido por computador (CAD), simulación numérica (CFD y FEA) y pruebas experimentales, con el fin de apoyar el fortalecimiento de las competencias prácticas de los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS.

1.2 Objetivos Específicos

Rediseñar el rodete teniendo en cuenta las condiciones de operación del modelo de turbina Pelton disponible en el laboratorio (caudal, presión, velocidad del chorro y potencia) junto con las especificaciones iniciales del rodete (diámetro, número de cangilones y material).

Simular el comportamiento hidráulico y estructural mediante herramientas de análisis computacional (FEA y CFD), bajo las condiciones de operación del equipo.

Fabricar el rodete bajo las especificaciones del rediseño propuesto y realizar pruebas para verificar su correcto funcionamiento.

2. Marco Teórico y Estado del arte

2.1 Fundamentos de Turbinas Pelton

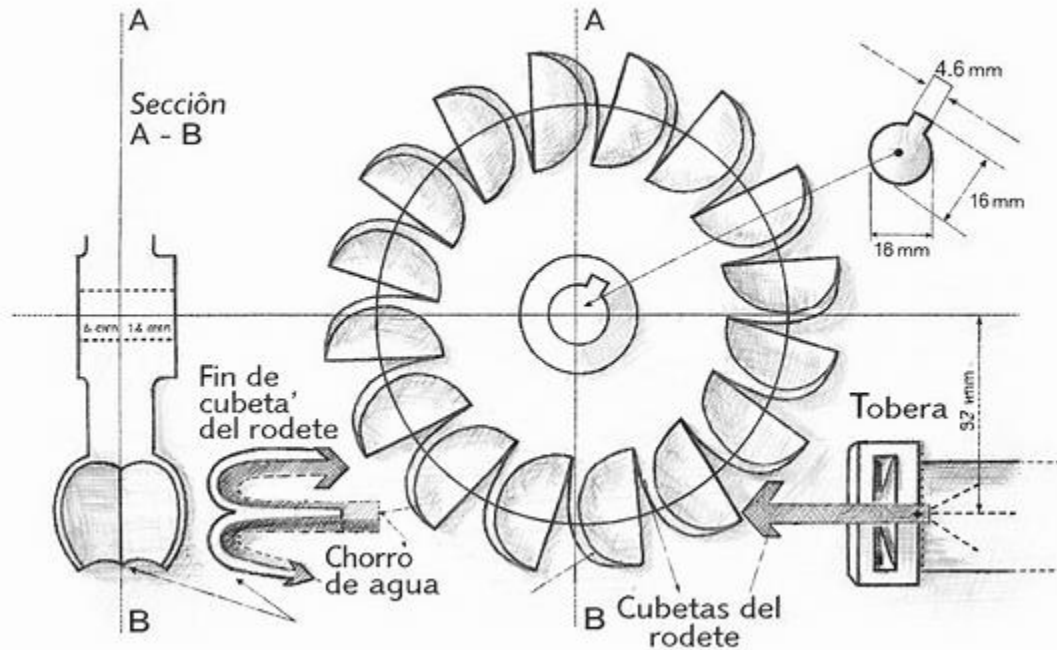
Las turbinas Pelton pertenecen a la clasificación de las turbomáquinas motoras de acción (o de impulso), diseñadas para operar de manera óptima en aprovechamientos hidroeléctricos que presentan grandes saltos de agua (cabeza hidráulica) y caudales relativamente bajos. A diferencia de las turbinas de reacción (como Francis o Kaplan), en una turbina Pelton la conversión total de la energía potencial de presión en energía cinética ocurre fuera del rodete, específicamente en el inyector o tobera (Dixon & Hall, 2014).

2.1.1 Principio de conversión de energía.

El principio de funcionamiento radica en la aceleración del fluido a través de la boquilla del inyector, formando un chorro libre a presión atmosférica que impacta tangencialmente contra los cangilones montados en la periferia del rodete (Figura 2). Cada cangilón tiene un divisor central (arista) que separa el chorro en dos mitades simétricas, desviando el fluido lateralmente en un ángulo que oscila típicamente entre 160° y 170° (Thake, 2000). Esta drástica variación en la cantidad de movimiento del fluido es lo que genera una fuerza impulsora tangencial que produce el par motor en el eje.

Figura 2.

Diagrama esquemático de una turbina Pelton.



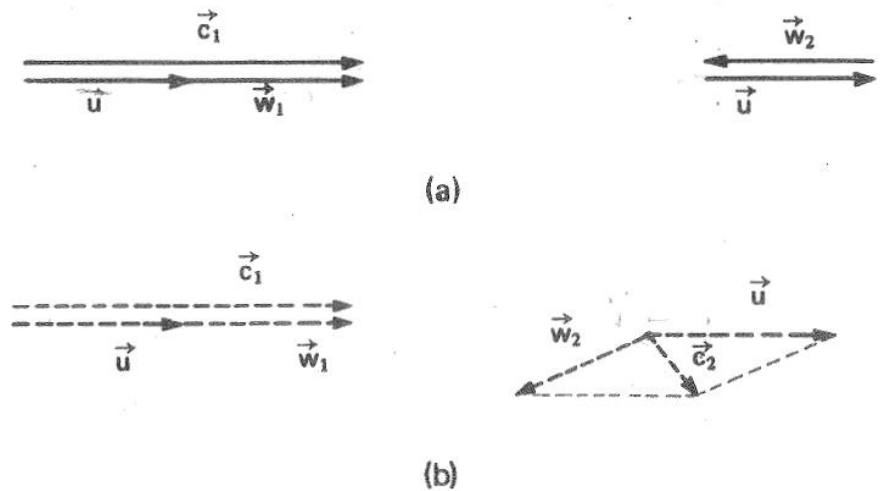
Nota. El diagrama muestra las partes principales como el distribuidor y el rotor.

2.1.2 Cinemática del Flujo y Triángulos de Velocidades.

Para comprender y validar analíticamente la transferencia de energía entre el fluido y el nuevo rodete, es indispensable analizar la cinemática del chorro mediante los triángulos de velocidades en la entrada y salida del cangilón.

Figura 3.

Triángulos de velocidades (teoría unidimensional) de una turbina Pelton.



Nota. a) ideales; b) reales. Adaptado de Mataix, 2015.

Según Mataix (2015), las velocidades involucradas se definen de la siguiente manera:

Velocidad absoluta del chorro (C1): La velocidad absoluta del chorro corresponde a la velocidad con la que el agua abandona el inyector. Depende de la altura neta (H) y del coeficiente de velocidad de la boquilla (C_v), usualmente entre 0.97 y 0.99).

$$C_1 = C_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (1)$$

Velocidad tangencial del rodete (U): Representa la velocidad lineal de los cangilones en el diámetro primitivo (D_p), en función de la velocidad de rotación (N) en RPM.

$$U = \frac{\pi \cdot D_p \cdot N}{60} \quad (2)$$

Velocidad relativa del fluido (W_1 y W_2): Se define como la velocidad del agua respecto a un marco de referencia en movimiento acoplado al cangilón. A la entrada, debido al impacto tangencial, los vectores C_1 y U son colineales, por lo que la velocidad relativa de entrada es:

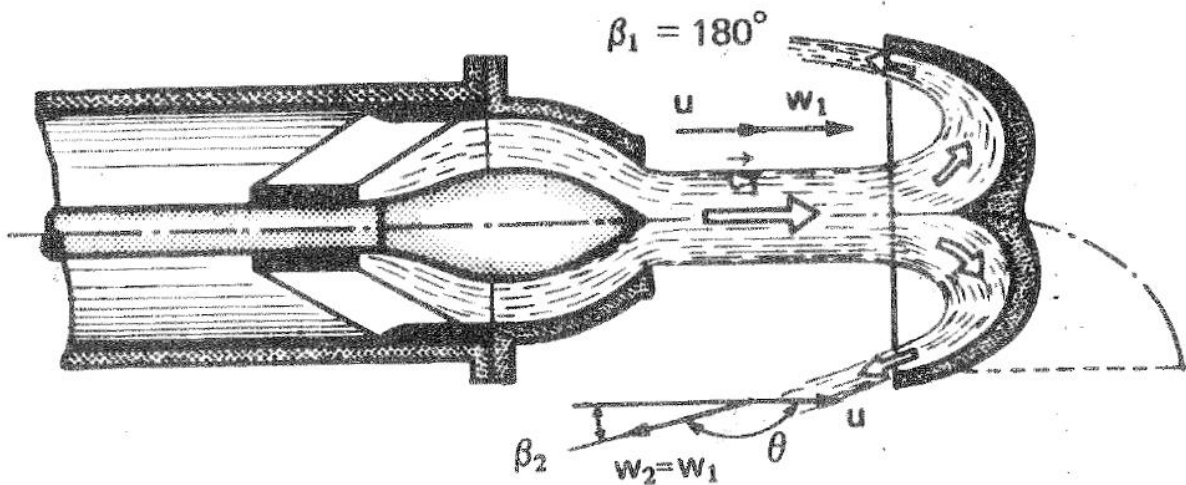
$$W_1 = C_1 - U \quad (3)$$

Asumiendo que las pérdidas por fricción superficial dentro de la cuchara son mínimas (lo cual se busca al darle un acabado pulido o liso al material impreso), la velocidad relativa a la salida se define por un coeficiente de fricción k (donde $k < 1$):

$$W_2 = k \cdot W_1 \quad (4)$$

Figura 4.

Cinemática del flujo y triángulos de velocidades en el cangilón.



Nota. Se observa el impacto tangencial del chorro y la desviación del fluido representada por el ángulo θ . Adaptado de Mataix, 2015.

2.1.3 Ecuación de Euler y Potencia Mecánica.

La transferencia de energía específica (E) desde el agua hacia el rodete está regida por la Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas (Ecuación de Euler). Para una turbina de acción tangencial donde $U \approx U_2 = U$, el trabajo por unidad de masa se expresa como:

$$E = U \cdot (C_{1u} - C_{2u}) \quad (5)$$

Donde C_{1u} y C_{2u} son las proyecciones tangenciales de las velocidades absolutas de entrada y salida (Goyal & Gandhi, 2018). Desarrollando esta expresión con base en los triángulos de velocidades y el ángulo de salida de la cuchara (β_2), la fuerza tangencial (F_t) que el chorro ejerce sobre el rodete se calcula mediante la variación de la cantidad de movimiento:

$$F_t = \rho \cdot Q \cdot (C_1 - U) \cdot (1 - k \cdot \beta_2) \quad (6)$$

En consecuencia, la potencia mecánica teórica (P_m) desarrollada por el rodete es el producto de la fuerza tangencial por la velocidad tangencial:

$$P_m = F_t \cdot U = \rho \cdot Q \cdot U \cdot (C_1 - U) \cdot (1 - k \cdot \beta_2) \quad (7)$$

2.1.4 Eficiencia Hidráulica y Punto de Operación Óptimo (BEP).

La eficiencia hidráulica (η_h) de la turbina se define como la relación entre la potencia mecánica extraída por el rodete y la potencia hidráulica disponible en el chorro ($p_h = \frac{1}{2} * \dot{m} * c_1^2$). Derivando la ecuación de potencia mecánica con respecto a la velocidad tangencial U e igualando a cero, se demuestra matemáticamente que la máxima transferencia de energía ocurre cuando la velocidad de la cuchara es exactamente la mitad de la velocidad del chorro:

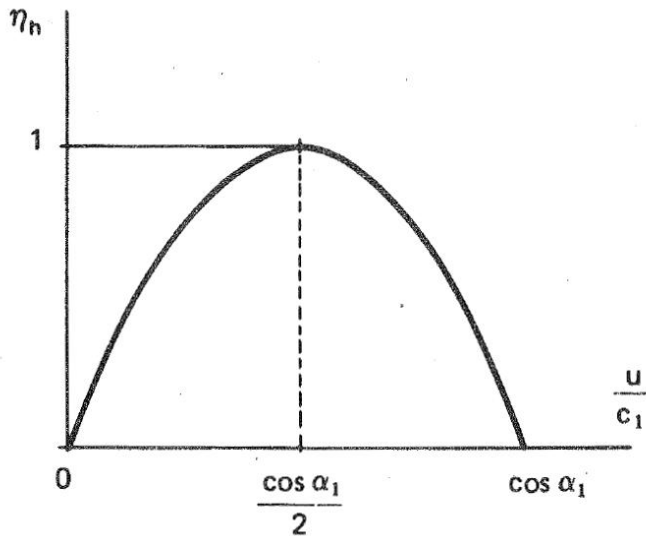
$$U_{optimo} = \frac{C_1}{2} \quad (8)$$

En condiciones reales, debido a perturbaciones aerodinámicas y pérdidas mecánicas, el Punto de Máxima Eficiencia (BEP, por sus siglas en inglés) se alcanza típicamente cuando la relación de velocidades (U/C_1) oscila entre 0.46 y 0.48 (Eisenring, 1991).

Este parámetro es fundamental para el presente rediseño, ya que permite validar analíticamente si las RPM experimentales coinciden con el comportamiento teórico esperado para el diámetro primitivo de la máquina (ver Figura 5).

Figura 5.

Rendimiento hidráulico ideal vs. relación de velocidades (u/c_1).



Nota. Se evidencia que el punto de máxima eficiencia teórica se alcanza cuando la velocidad de la cuchara equivale aproximadamente a la mitad de la velocidad del chorro. Adaptado de *Mataix, 2015*.

2.1.5 Pérdidas y Semejanza Hidráulica a Pequeña Escala

En turbinas Pelton de laboratorio, la eficiencia global difiere significativamente de los modelos industriales debido a los efectos de escala. A nivel micro hidráulico, el número de

Reynolds del flujo es menor, lo que incrementa la influencia de la rugosidad relativa en la superficie de los cangilones y genera mayores pérdidas por fricción superficial. Adicionalmente, las pérdidas por salpicadura (agua que no es desviada limpiamente por la arista) y las pérdidas mecánicas en los rodamientos del eje representan un porcentaje mucho mayor de la potencia disponible. Por lo tanto, no es factible alcanzar eficiencias del 90%; el análisis debe fundamentarse en el principio de similitud dinámica y el número específico de velocidad (N_s), asumiendo que los rendimientos óptimos en estos bancos didácticos oscilan teóricamente entre el 40% y el 60%.

2.2 Manufactura Aditiva y Arquitectura Híbrida en Turbomáquinas

El desarrollo tradicional de rodets Pelton a pequeña escala suele requerir procesos de manufactura complejos y costosos, como la fundición de precisión o el mecanizado CNC de 5 ejes, debido a la compleja geometría tridimensional de los cangilones. En respuesta a estas limitaciones, la integración de la manufactura aditiva con métodos tradicionales (arquitectura híbrida) surge como una solución viable y eficiente para entornos de laboratorio (Peñaloza Mayorga, 2018).

2.2.1 Arquitectura Híbrida: Integración Metal – Polímero

La arquitectura híbrida propuesta para el nuevo rodete (Figura 6), separa las funciones estructurales e hidráulicas en componentes distintos, optimizando el uso de materiales:

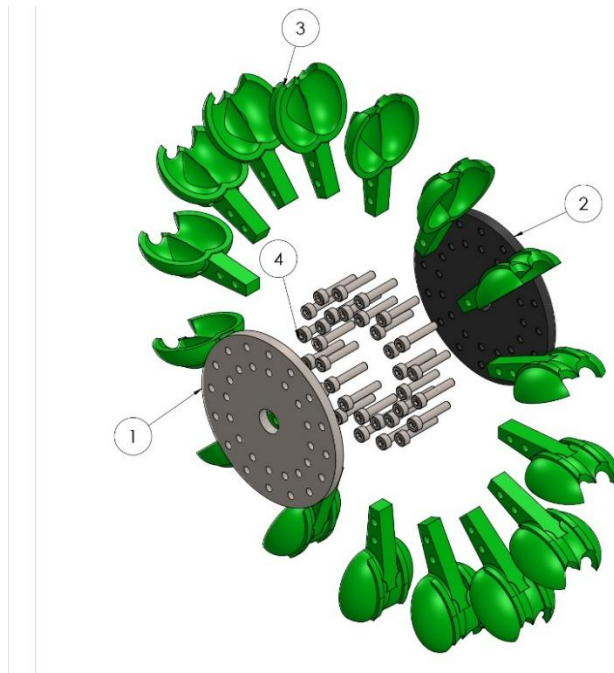
Núcleo de Transmisión (Discos Metálicos): Conformado por dos discos de aleación metálica (como aluminio o acero inoxidable). Estos elementos se encargan de acoplarse al eje, soportar el par torsor máximo de la máquina y confinar mecánicamente la raíz de las cucharas. El metal garantiza una resistencia a la fatiga y fluencia superior bajo cargas continuas.

Elementos Hidráulicos (Cucharas Impresas en 3D): Fabricadas individualmente mediante Modelado por Deposición Fundida (FDM). Esto permite una iteración geométrica rápida, bajos

costos de reemplazo en caso de fractura y la obtención de perfiles aerodinámicos complejos sin necesidad de herramientas de corte especiales (Gibson, Rosen & Stucker, 2015).

Figura 6.

Arquitectura híbrida modular del rodete Pelton.



2.2.2 Polímeros de Modelado por Deposición Fundida (FDM): PETG y ASA

El impacto cíclico de un chorro de agua a alta presión (hasta 7 bar) y las fuerzas centrífugas generadas a velocidades de rotación cercanas a las 4000 RPM suponen un desafío significativo para los polímeros comerciales. Por ello, la selección del material para los álabes impresos mediante FDM debe fundamentarse en la resistencia mecánica y la estabilidad frente a fluidos.

PETG (Tereftalato de Polietileno Glicol): Se selecciona como material principal debido a su excepcional adhesión entre capas (resistencia en el eje Z) y su baja tasa de contracción térmica, permitiendo imprimir piezas macizas con un 100% de relleno. Su naturaleza hidrofóbica garantiza la estanqueidad y previene la degradación hidrolítica a largo plazo.

ASA (Acrilonitrilo Estireno Acrilato): Se contempla como alternativa técnica por su rigidez estructural superior, la cual mitiga la deformación elástica del labio de la cuchara bajo la fuerza dinámica del chorro, asegurando una desviación limpia de la vena líquida.

2.3 Antecedentes e Investigaciones Relacionadas

El rediseño y la repotenciación de equipos de laboratorio para el estudio de turbomáquinas han cobrado gran relevancia en la educación en ingeniería. Históricamente, el alto costo de fabricación de rodets con geometrías complejas limitaba la capacidad de las universidades para actualizar sus bancos de pruebas. Sin embargo, investigaciones recientes han demostrado la viabilidad de integrar metodologías de diseño asistido por computador (CAD), simulación (CFD/FEA) y manufactura aditiva para superar estas barreras.

2.3.1 Prototipado Rápido en Entornos de Laboratorio

El uso de impresión 3D para la validación de perfiles hidráulicos ha sido documentado con éxito en proyectos académicos. Peñaloza Mayorga (2018) desarrolló un modelado fluidodinámico (CFD) de una rueda Pelton y posteriormente construyó un prototipo funcional mediante impresión 3D para su validación experimental (ver Figura 7). El estudio comparó el torque y la potencia mecánica simulados frente a los obtenidos en el prototipo físico, concluyendo que la metodología de prototipado rápido es altamente precisa y aplicable para el desarrollo de bancos de pruebas universitarios. Este antecedente valida directamente la metodología propuesta en el trabajo desarrollado, donde la manufactura aditiva sustituye procesos tradicionales de alto costo.

Figura 7.

Rodete Pelton impreso en 3D para laboratorio.



2.3.2 Optimización a Pequeña Escala

El comportamiento de las turbinas a escala de laboratorio difiere de las aplicaciones industriales debido a los efectos de escala y la fricción proporcionalmente mayor. Agar y Rasi (2008) presentaron el diseño y ensayo de un aparato Pelton a escala específicamente diseñado para fines docentes. En su investigación, detallaron los procedimientos de medición y reportaron una eficiencia mecánica máxima de aproximadamente $47 \pm 2\%$ para caudales bajos (~ 0.17 L/s). Este estudio establece un precedente importante sobre los rendimientos esperables en bancos didácticos, confirmando que las eficiencias en el rango del 40% al 60% son normales y aceptables para equipos de este tamaño (como el equipo EDIBON TPC objeto de este trabajo).

Adicionalmente, Quaranta, Amelio y McNabola (2021) investigaron el comportamiento hidráulico y la optimización de diseño en turbinas Pelton de pequeña escala. Los autores concluyeron que, a escalas reducidas, las tolerancias de fabricación y la rugosidad superficial (acabado) de los cangilones tienen un impacto crítico en el rendimiento global, pudiendo generar caídas drásticas de eficiencia si el chorro sufre salpicaduras prematuras. Para mitigar estos problemas y asegurar un rediseño exitoso, la propuesta presentada adopta una metodología iterativa de mejora continua, la cual se resume en la Figura 8.

Figura 8.

Metodología iterativa de rediseño para turbomáquinas.

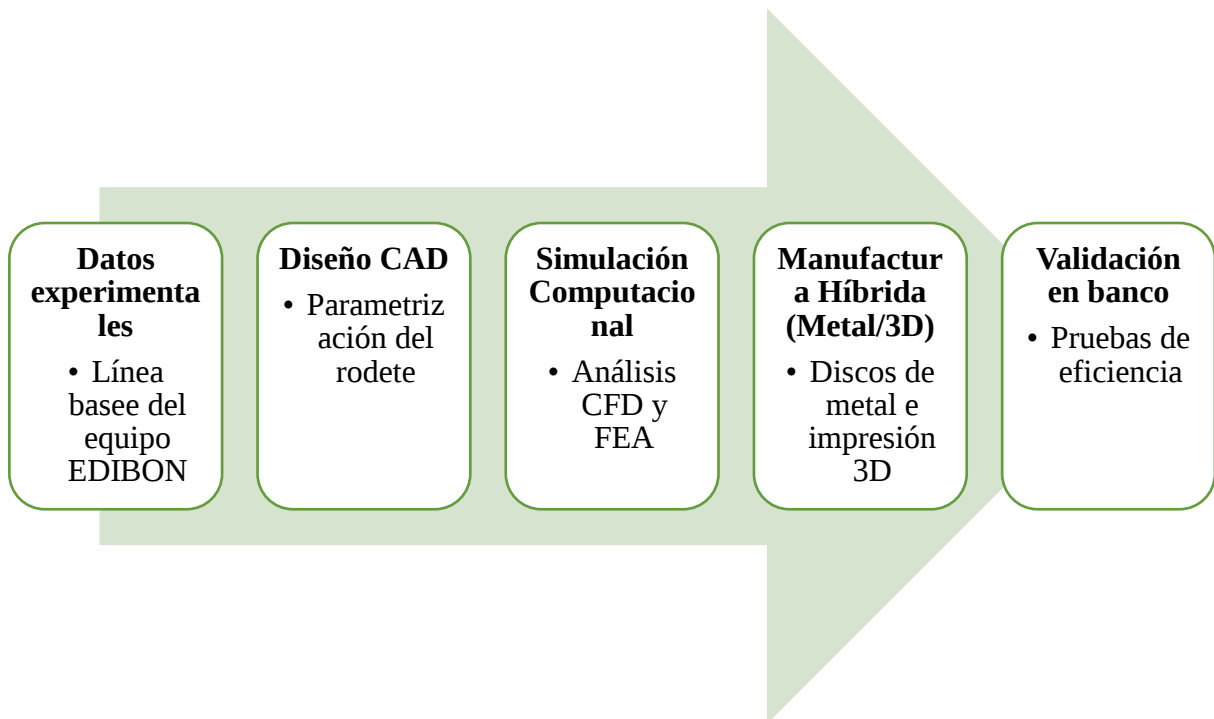


Tabla 1.

Síntesis de investigaciones recientes sobre turbinas Pelton de pequeña escala.

Autor (Año)	Metodología	Material	CFD/FEA
Peñaloza (2018)	Prototipado rápido	PLA/ABS	CFD
Quaranta (2021)	Optimización	Metálico	CFD
Agar & Rasi (2008)	Banco didáctico	Metálico	Analítico
Presente Trabajo	Arquitectura híbrida	Acero y PETG	CFD y FEA

2.3.3 Justificación del Rediseño Propuesto

La revisión bibliográfica confirma que el desarrollo de un rodete híbrido para el Laboratorio STAF no solo es operativamente viable, sino que responde a criterios rigurosos de la mecánica de sólidos. Estructuralmente, la arquitectura modular resuelve el problema de la concentración de esfuerzos en la raíz de los cangilones: los discos de acero inoxidable asumen la totalidad del par torsor y garantizan la rigidez torsional del eje, previniendo el fallo por fatiga de bajo ciclaje.

Simultáneamente, el confinamiento lateral de las cucharas de PETG mediante tornillería pasante evita la delaminación por fuerza centrífuga.

Desde una perspectiva metodológica, esta configuración democratiza la investigación fluidodinámica en la institución, permitiendo la iteración rápida de perfiles aerodinámicos a bajo costo, sin sacrificar la seguridad estructural del banco EDIBON.

3. Diagnóstico y Caracterización del Sistema (Línea Base)

Para establecer la línea base operativa y geométrica del nuevo rodete, es indispensable caracterizar primero el entorno físico en el cual funcionará. A diferencia de un diseño conceptual partiendo desde cero, este proyecto se rige por las capacidades de instrumentación y la envolvente volumétrica del banco de pruebas existente. Por lo tanto, las dimensiones del componente original fueron determinadas mediante técnicas de ingeniería inversa debido a la ausencia de planos detallados del fabricante, una condición metodológica habitual cuando se modernizan equipos didácticos comerciales.

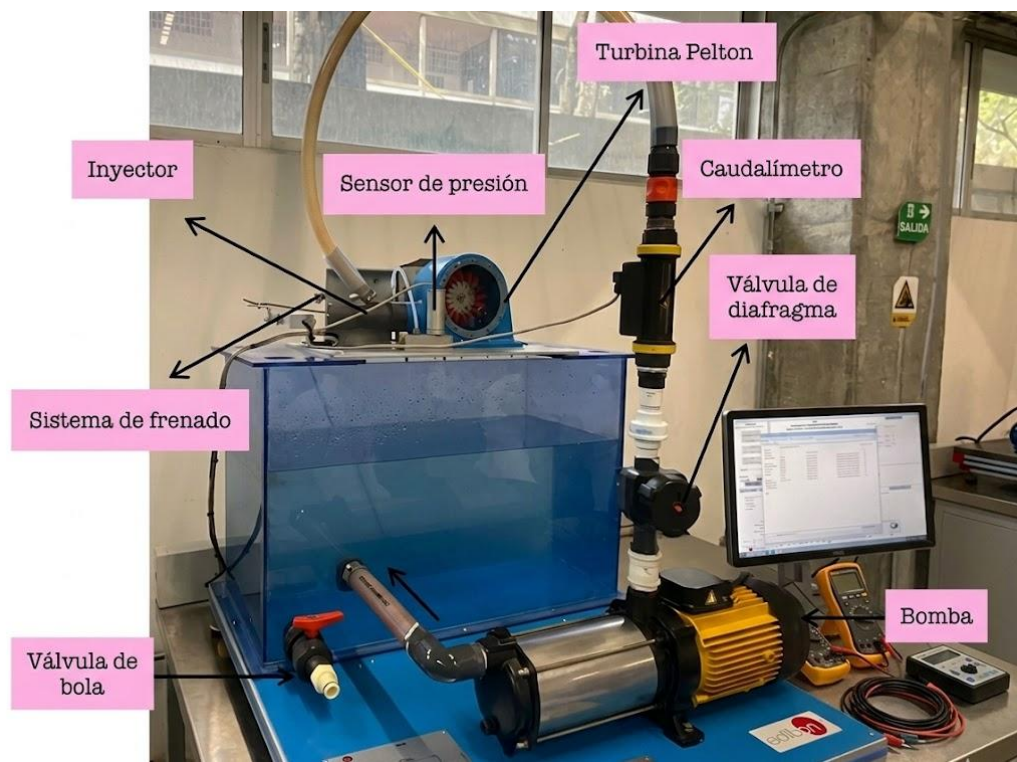
3.1 Descripción del Banco de Pruebas

El desarrollo experimental y la validación del rediseño se rigen por las capacidades técnicas del equipo EDIBON modelo TPC.

Luego de visitar el laboratorio, se logró la identificación y caracterización de las partes del banco, este está compuesto por un circuito cerrado de tuberías, elementos de impulsión, regulación y un sistema de instrumentación (Figura 9).

Figura 9.

Identificación de las partes del banco EDIBON.



Las especificaciones técnicas y la función de cada uno de los subsistemas señalados imponen las condiciones de frontera para el rediseño del rodete. Estos componentes se describen detalladamente en la Tabla 1.

Tabla 2.

Resumen de componentes del Banco de Pruebas EDIBON TPC.

Componente	Función Principal	Especificaciones
Bomba centrífuga 	Elemento motriz que suministra energía de presión al fluido, simulando la altura de caída (cabeza hidráulica) de un embalse real.	Potencia: 1.5 kW Presión máx.: 7 bar Caudal máx.: 160 L/min
Válvula de bola 	Válvula de aislamiento (on/off) en la línea de impulsión para abrir o cortar el flujo de manera rápida total.	Diseño de esfera perforada. Ideal para emergencias o mantenimiento sin

		generar altas caídas de presión al estar abierta.
Válvula de diafragma (Regulación) 	Diseñada para la estrangulación y regulación fina del flujo hacia la turbina.	Permite controlar la cantidad de agua y presión para establecer distintas condiciones de carga (ej. operación a caudales parciales).
Caudalímetro (SC-1) 	Transductor que mide el flujo volumétrico del agua que se dirige a la turbina.	Rango: 2 a 150 L/min. Dato indispensable para calcular la potencia hidráulica del sistema.
Sensor de presión (SP-1) 	Mide la presión estática del fluido justo antes del inyector. Representa la "Altura Neta" efectiva de trabajo.	Rango: 0 a 100 psi. Descuenta las pérdidas por fricción previas en válvulas y tuberías.
Inyector (Tobera con aguja) 	Transforma la energía de presión en energía cinética, creando un chorro de agua de alta velocidad.	Dispone de un vástago o "aguja cónica" desplazable axialmente para variar el diámetro del chorro sin perder su perfil aerodinámico.
Turbina Pelton (Carcasa y Rodete) 	Núcleo de conversión de energía. El chorro impacta tangencialmente los cangilones, transfiriendo movimiento y generando par torsor.	Rodete: 16 cucharas/cangilones. Velocidad máx.: 4000 RPM. Carcasa transparente para visualización.
Sistema de frenado (Mecánico por correa) 	Sistema adaptado que actúa como carga mecánica del equipo, aplicando un par torsor resistente de forma manual.	Compuesto por polea solidaria al eje, correa de fricción y rodillo roscado para incrementar la fuerza normal y la fricción.

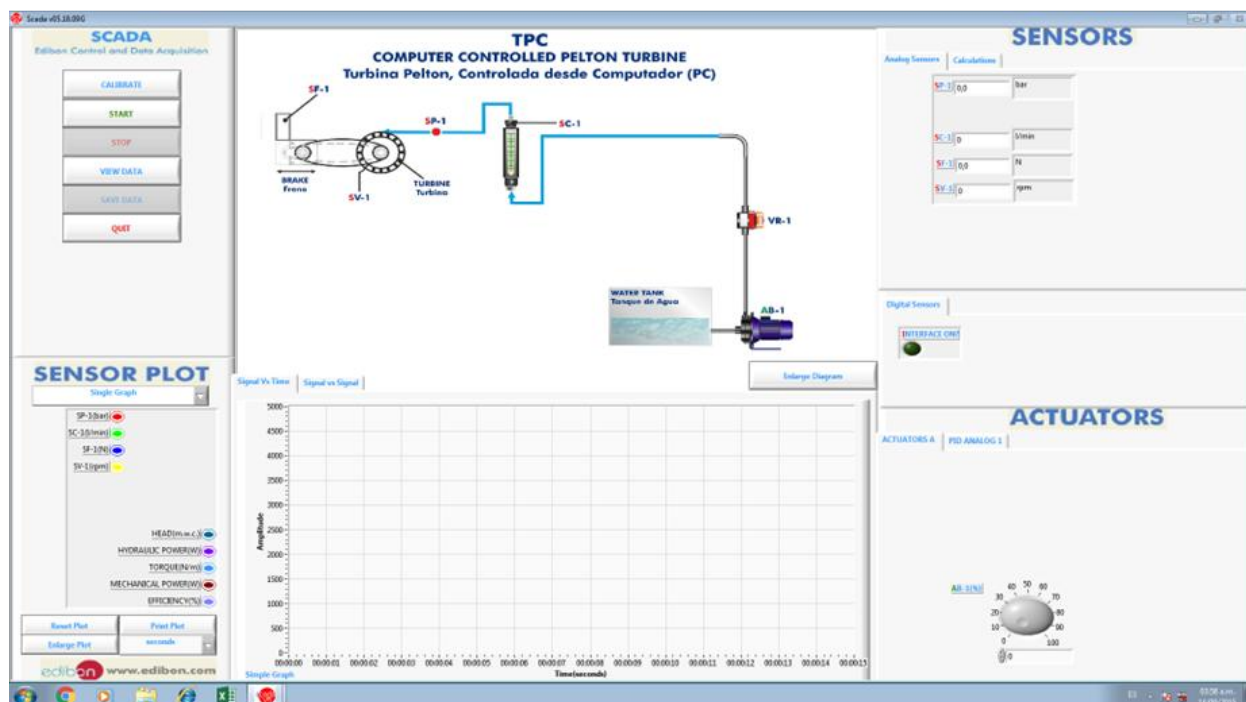
3.2 Diagnóstico del Comportamiento Operativo

Con el fin de no interrumpir el desarrollo de las clases en curso, se solicitó el acceso a los registros experimentales generados por estudiantes (grupo de trabajo "Águilas Poderosas") que cursaron la materia de Laboratorio de Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos durante el segundo semestre del año 2025.

En dicha práctica se realizaron mediciones directas sobre el equipo EDIBON TPC, logrando obtener parámetros fundamentales como el torque, la velocidad angular (RPM), la potencia mecánica y la eficiencia. Estos datos fueron comparados tanto con registros históricos disponibles del mismo banco de pruebas, como con las curvas teóricas proporcionadas por el fabricante. La adquisición de datos se realizó mediante la interfaz del software SCADA (Figura 10).

Figura 10.

Software SCADA para registro de datos.



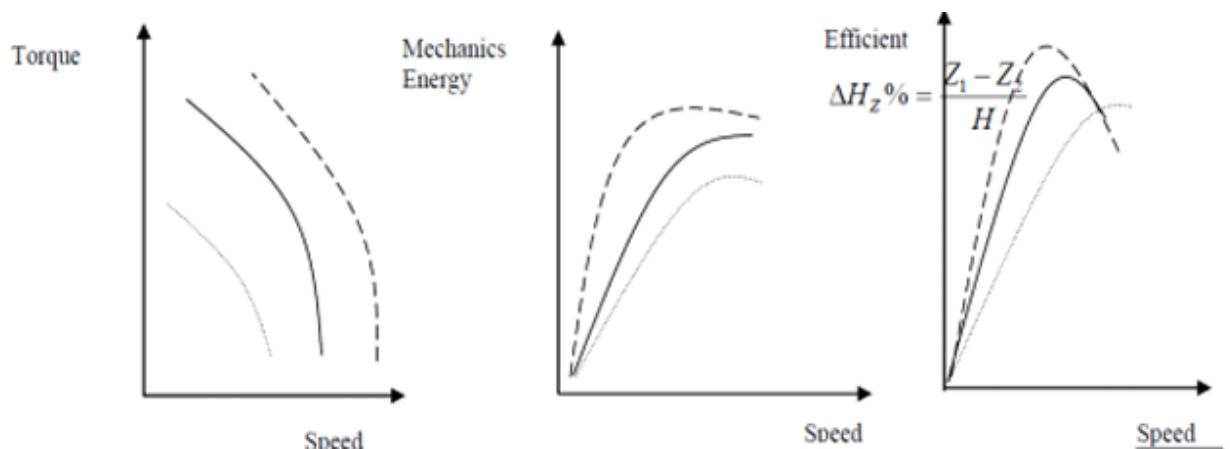
Las condiciones operativas se evaluaron variando la capacidad de la bomba de suministro al 40%, 50% y 60%, con el fin de observar el comportamiento de la turbina Pelton bajo diferentes regímenes de caudal y presión.

A partir de los datos obtenidos, se caracterizó el desempeño del equipo y se contrastó con las curvas características teóricas dadas por el fabricante (Figura 9), las cuales establecen las siguientes tendencias:

- **Curva de Torque vs. Velocidad (Izquierda):** Marcada por una tendencia decreciente, mostrando una relación inversamente proporcional entre la velocidad angular y el par motor.
- **Curva de Potencia vs. Velocidad (Centro):** Muestra una tendencia parabólica creciente hasta alcanzar un punto máximo (Punto de Máxima Eficiencia o BEP), a partir del cual el incremento de revoluciones no compensa la caída del torque, reduciendo la potencia útil.
- **Curva de Eficiencia vs. Velocidad (Derecha):** Describe igualmente una parábola invertida, definiendo el rango de operación óptimo del rodete.

Figura 11.

Curvas características teóricas del funcionamiento de una turbina Pelton.



Nota. Adaptado del *manual de prácticas EDIBON*.

3.2.1 Análisis Práctico e Histórico de Torque y Potencia

Para validar estas tendencias en el equipo físico, se graficaron los resultados de Torque vs. RPM obtenidos en la práctica actual (Figura 12) y se compararon con los datos históricos del laboratorio (Figura 13).

Figura 12.

Torque vs RPM al 40%, 50% y 60 %.

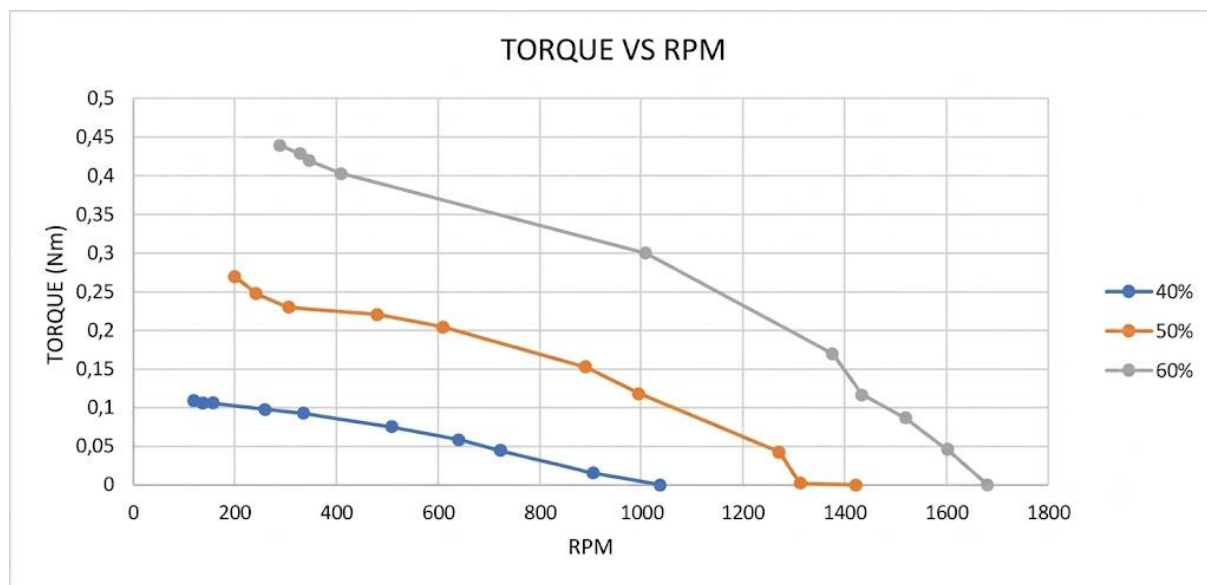
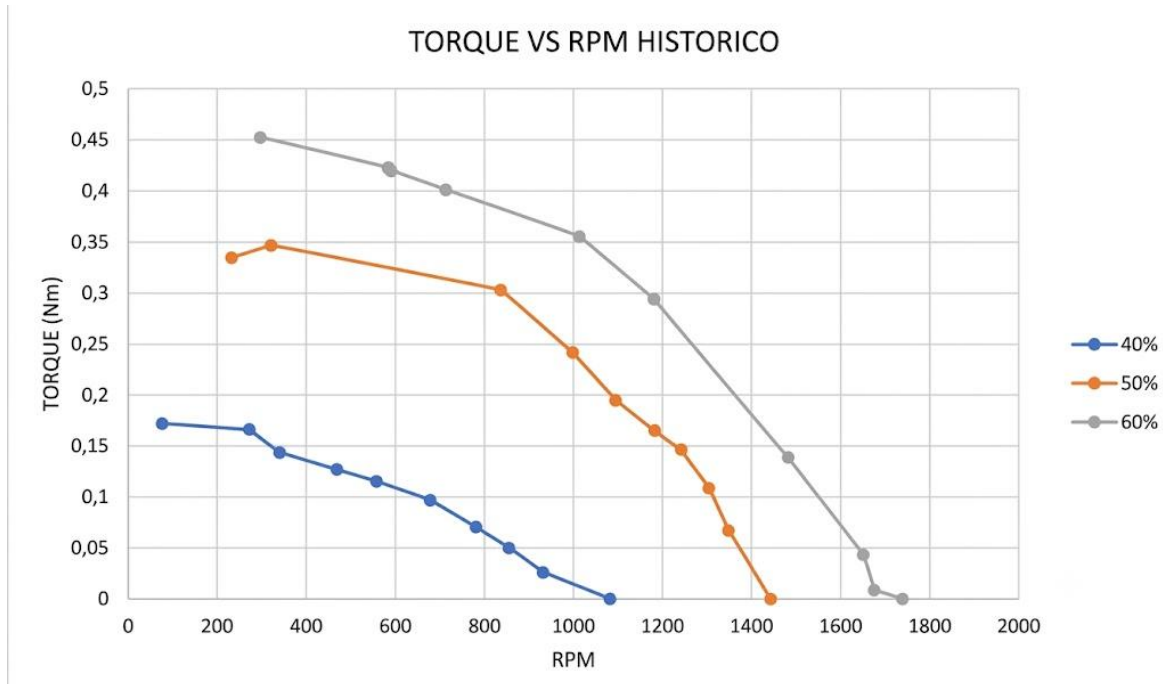


Figura 13.

Torque vs RPM al 40%, 50% y 60 %, datos históricos.



En las Figuras 12 y 13 se observa que la tendencia decreciente descrita en la teoría se cumple rigurosamente. Físicamente, esta relación inversamente proporcional se debe a la cinemática del impacto: a medida que aumentan las revoluciones por minuto en el eje, la velocidad relativa del chorro respecto a la cuchara (W_1) disminuye. En consecuencia, la variación de la cantidad de movimiento se reduce linealmente, limitando la capacidad del rodete para entregar torque hasta llegar a cero en la velocidad de embalamiento, instante en el cual la cuchara se desplaza prácticamente a la misma velocidad absoluta del fluido.

De igual manera, se analizó el comportamiento de la potencia mecánica extraída por el rodete tanto en la práctica actual (Figura 14) como en el registro histórico (Figura 15).

Figura 14.

Potencia mecánica vs RPM al 40%, 50% y 60 %.

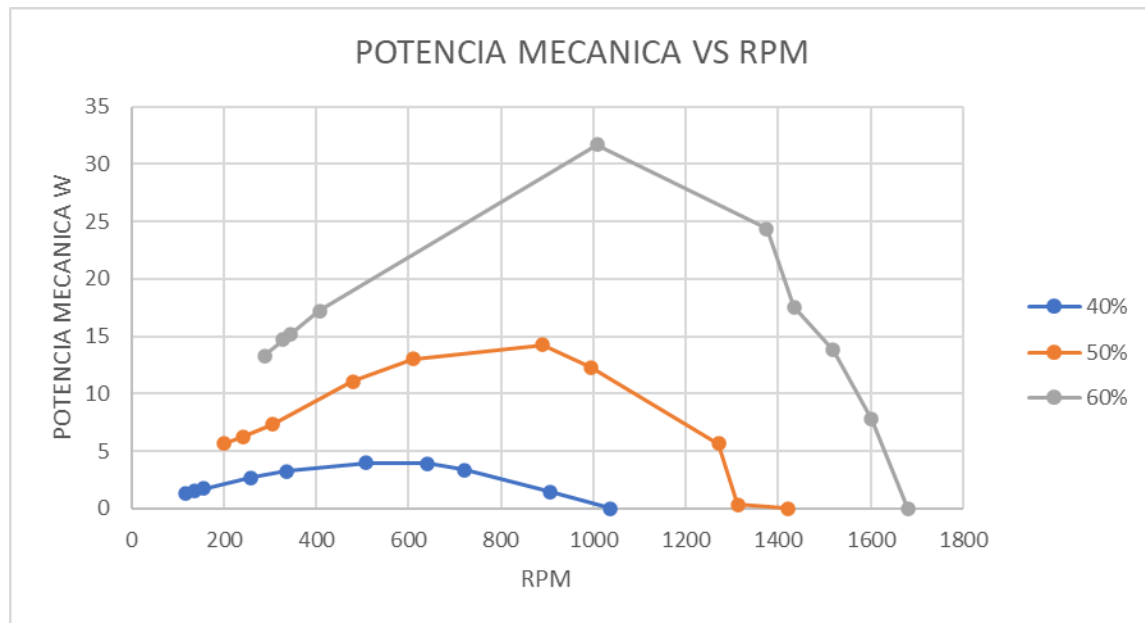
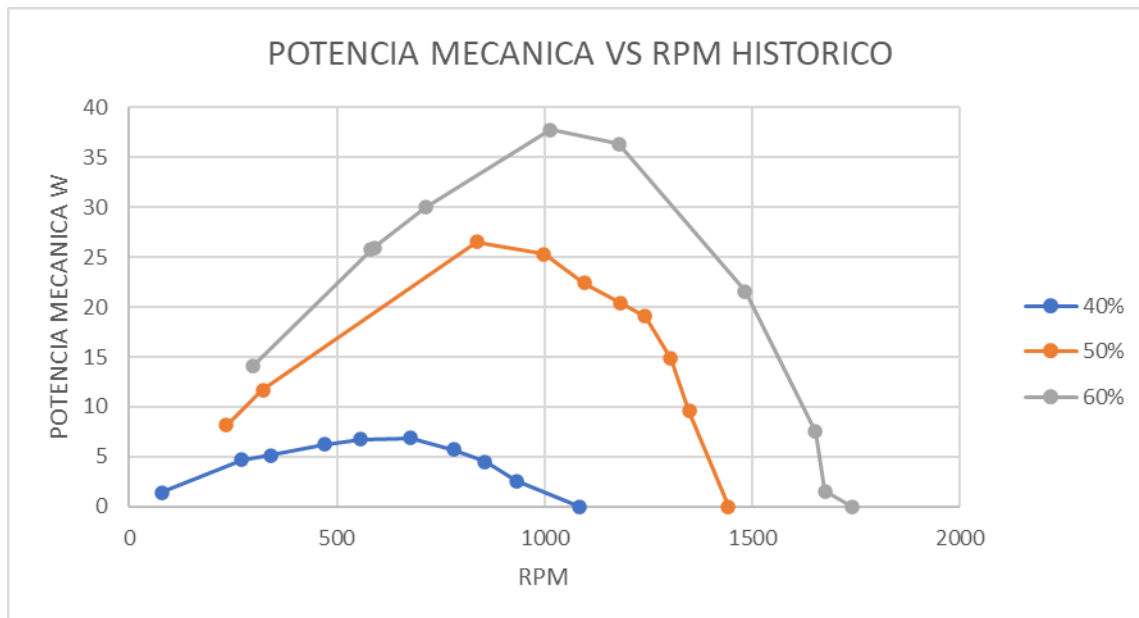


Figura 15.

Potencia mecánica vs RPM al 40%, 50% y 60 %, datos históricos.



Ambas gráficas cumplen con la parábola teórica esperada. Se destaca que a mayor régimen de carga (60%), el rodete logra su mayor extracción de energía, superando los 30 W de potencia útil. Sin embargo, a cargas parciales (40%), la potencia decae drásticamente a valores inferiores a los 5 W, lo cual evidencia una limitación en el aprovechamiento hidráulico del rodete original a bajos caudales.

3.2.2 Análisis de Eficiencia y Justificación del Rediseño

Finalmente, se evaluó la eficiencia global del sistema frente a la velocidad angular, contrastando los datos obtenidos en la práctica actual (Figura 16) con los registros históricos del equipo (Figura 17).

Figura 16.

Eficiencia vs RPM al 40%, 50% y 60 %.

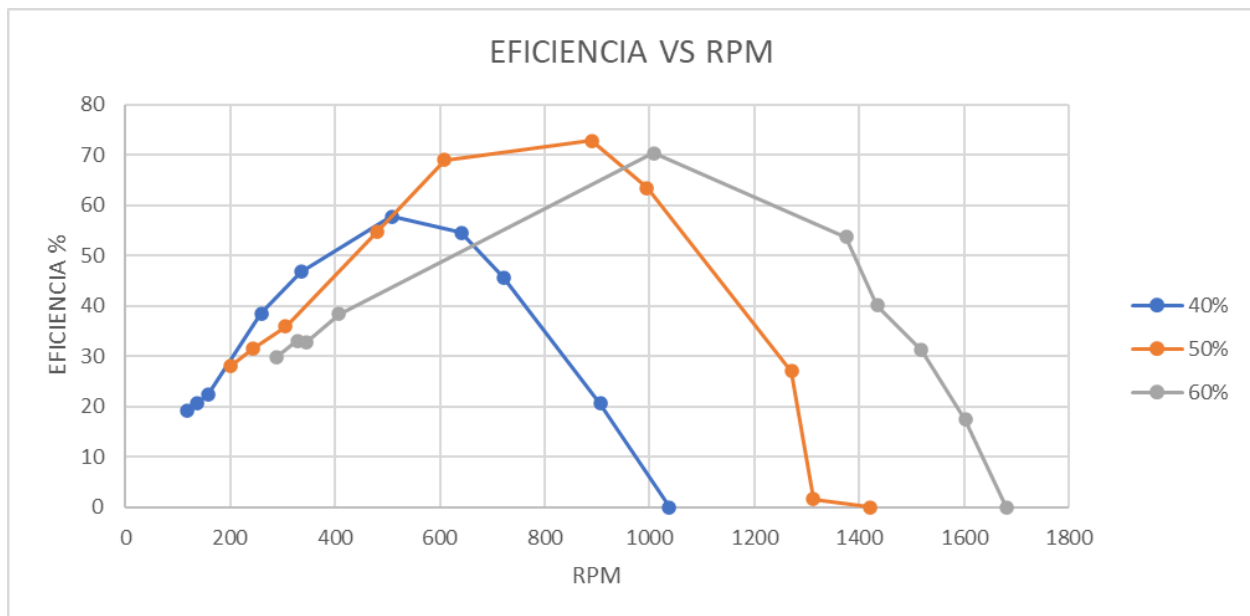
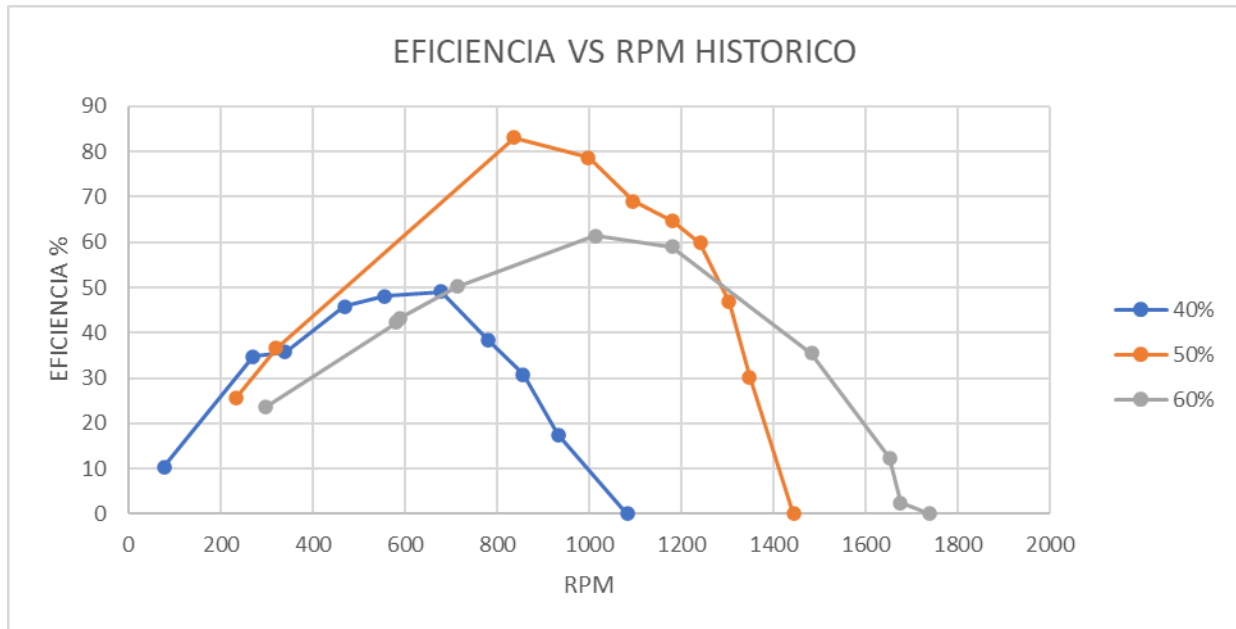


Figura 17.

Eficiencia vs RPM al 40%, 50% y 60 %, datos históricos.



Las Figuras 16 y 17 muestran la relación entre la eficiencia y la velocidad angular. Las tres curvas presentan la forma teórica característica de campana, en la cual la eficiencia aumenta hasta alcanzar un valor máximo y luego disminuye progresivamente. Se observa que el punto de máxima eficiencia se desplaza hacia mayores valores de RPM a medida que aumenta el porcentaje de funcionamiento del motor de la bomba (caudal y presión de entrada).

Este comportamiento se explica por el balance entre las pérdidas mecánicas e hidráulicas de la turbina. A baja velocidad angular, predominan las pérdidas por fricción estática y las pérdidas hidráulicas debidas al choque inadecuado del flujo. A medida que aumenta esta velocidad, el impacto relativo de estas pérdidas disminuye, lo que mejora la transferencia de energía. Sin embargo, después de superar el punto óptimo, las pérdidas por fricción mecánica dinámica y las

asociadas a la turbulencia excesiva del flujo a la salida del cangilón comienzan a dominar, provocando una reducción drástica en la eficiencia.

3.2.3 Diagnóstico de Falla del Rodete Original

Aunque los registros históricos demuestran estabilidad operativa, la inspección visual del rodete original reveló la fractura total y parcial de varios cangilones. Fenomenológicamente, este fallo no obedece a una sobrecarga estática puntual, sino a un mecanismo de fatiga por impacto cíclico. A regímenes cercanos a las 1000 RPM, cada álabe recibe impactos continuos de alta energía; esta constante fluctuación de esfuerzos, sumada a la concentración de tensiones en la raíz plástica y a la degradación higroscópica del material original, propició la propagación de microgrietas. Este diagnóstico causa-raíz justifica mecánicamente la necesidad de migrar hacia el diseño híbrido propuesto, trasladando el torque a un núcleo metálico que no sufra fatiga de bajo ciclaje.

Conclusión del Diagnóstico: Como observación general, se deduce que la turbina está trabajando en unas condiciones estables y cumple con las tendencias teóricas esperadas. Sin embargo, al comparar los picos de eficiencia actuales (donde a cargas parciales del 40% apenas se supera el 50%) con el historial de la máquina, es evidente que, por el tiempo de uso y el desgaste de los componentes, el rodete no alcanza un funcionamiento óptimo. La fricción superficial del plástico original y el posible deterioro en la arista del cangilón justifican el rediseño geométrico y la construcción de un nuevo rodete híbrido. Para la validación de este nuevo diseño, se tomarán como referencia las condiciones de operación a alta carga (60%), buscando maximizar el desempeño en el rango óptimo identificado entre las 800 y 1000 RPM.

3.2.4 Consideraciones de Incertidumbre Experimental

Para garantizar la validez metrológica de la línea base, es pertinente considerar las limitaciones del sistema de adquisición de datos SCADA del banco EDIBON. Si bien las curvas experimentales muestran tendencias claras y parabólicas, las lecturas están sujetas a la incertidumbre inherente de los sensores. El sensor de presión (SP-1) y el caudalímetro presentan precisiones de fábrica estimadas en $\pm 1\%$ a escala completa. Sin embargo, la mayor fuente de desviación estándar radica en la medición de torque, puesto que el sistema de frenado mecánico por fricción de correa genera pequeñas fluctuaciones térmicas y dinámicas durante el apriete manual, introduciendo un margen de error estimado de $\pm 5\%$. Estas condiciones explican las ligeras dispersiones empíricas respecto a la curva de Euler ideal.

3.3 Ingeniería Inversa y Restricciones Geométricas

Para establecer las restricciones geométricas del rediseño y garantizar el acople perfecto del nuevo ensamble sin modificar la carcasa, se llevó a cabo un proceso de ingeniería inversa sobre el rodete original fracturado. Las medidas se tomaron utilizando un calibrador pie de rey (resolución de 0.05 mm), registrando múltiples mediciones por cota para garantizar la repetibilidad y minimizar el error del operador humano (Figura 18).

Figura 18.

Caracterización dimensional mediante metrología directa.



A partir de esta caracterización, se estableció la matriz de restricciones de diseño (Tabla 3), la cual define los límites espaciales obligatorios que la nueva arquitectura híbrida no puede superar para evitar el roce con el deflector y las paredes del equipo.

Tabla 3.

Resumen de restricciones geométricas operativas de diseño.

Restricción / Variable	Valor Límite de Diseño	Justificación
Diámetro exterior	$\leq 130 \text{ mm}$	Evitar fricción con la carcasa protectora
Acople del eje central	Geometría fija (Tornillo)	Garantizar la sujeción firme del rodete al eje del banco
Altura radial disponible	30 mm	Holgura libre para proyectar la cuchara
RPM máximos esperados	$\approx 1800 \text{ RPM}$	Límite de seguridad en ensayo de embalamiento
Entorno de trabajo	Fluido continuo (Agua)	Exige materiales con tasa de absorción higroscópica nula

Como complemento a las restricciones operativas, el levantamiento metrológico directo permitió registrar las especificaciones exactas del componente original. Estas cotas, detalladas en la Tabla 4, constituyen la línea base geométrica contra la cual se validará el empaquetamiento espacial y la viabilidad estructural del nuevo ensamble híbrido.

Tabla 4.

Dimensiones y características del rodete original.

Parámetro Geométrico / Constructivo	Símbolo	Valor
Diámetro de raíz (Discos de sujeción)	Di	70 mm
Altura radial de la cuchara	h	30 mm
Número de cucharas	Z	16 unidades
Material original	-	Polímero y metal
Masa total	m	226 g

4. Diseño Conceptual y Dimensionamiento Geométrico

El diseño conceptual del nuevo rodete se desarrolló a partir de las condiciones de frontera identificadas en la caracterización del banco EDIBON TPC y del rodete original. Por esta razón, el proceso de diseño no partió únicamente de la generación de una geometría CAD, sino de la definición previa de criterios funcionales, hidráulicos, estructurales, constructivos y económicos. Esta etapa permitió relacionar las necesidades del laboratorio con decisiones concretas de ingeniería, tales como la selección de una arquitectura híbrida, el número de cangilones, el diámetro del rodete, el tipo de material y la estrategia de fabricación. De esta manera, el diseño propuesto busca conservar la compatibilidad con el banco existente y, al mismo tiempo, facilitar la fabricación, el ensamble, el mantenimiento y el reemplazo futuro de los elementos hidráulicos, así como también hacer el cálculo matemático de las dimensiones de los cangilones.

4.1 Despliegue de la función de calidad (QFD)

Para garantizar que el nuevo componente cumpliera con las exigencias académicas y operativas del Laboratorio de STAF, se aplicó la metodología sistemática del Despliegue de la Función de Calidad (QFD, por sus siglas en inglés). Esta herramienta permitió traducir la "voz del cliente" (en este caso, las necesidades de durabilidad y confiabilidad exigidas por docentes y estudiantes) en características y especificaciones técnicas concretas de diseño.

En primera instancia, se definieron y ponderaron los requerimientos de los usuarios en una escala de 1 a 10, priorizando aspectos críticos como la durabilidad del componente bajo impacto cíclico, la seguridad estructural a altas revoluciones y la eficiencia hidráulica. Posteriormente, estos requerimientos se cruzaron con las variables técnicas de ingeniería para determinar cuáles parámetros tendrían el mayor impacto en el éxito del proyecto.

El resumen de la ponderación final obtenida mediante la matriz QFD se presenta en la Tabla 5.

Tabla 5.

Matriz QFD para el rediseño y construcción de un rodete Pelton.

		PARÁMETROS TÉCNICOS															
REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE	PE SO	Selección de material		Geometría de los cangilones		Espesor de pared		Acabado/recubrimiento		Proceso de manufactura		Número de cuchas (Z)		Balanceo/tolerancias		Sistema de anclaje/montaje	
Durabilidad	10	9	90	3	30	3	3	3	30	1	10	1	10	3	30	1	10
Seguridad estructural	9	9	81	3	27	3	7	3	27	1	9	1	9	3	27	9	81
Eficiencia hidráulica	8	3	24	9	72	1	8	3	24	1	8	9	72	1	8	0	0
Facilidad de fabricación	7	1	7	3	21	3	1	1	7	9	63	3	21	1	7	1	7
Costo razonable	6	3	18	1	6	3	8	1	6	9	54	1	6	1	6	1	6
Mantenibilidad o reemplazo	5	1	5	3	15	1	5	1	5	3	15	3	15	1	5	9	45
Precisión y balance	4	1	4	1	4	3	2	1	4	1	4	1	4	9	36	3	12
Resistencia a corrosión/erosión	3	9	27	3	9	1	3	9	27	1	3	1	3	1	3	1	3
Compatibilidad con el equipo	2	3	6	3	6	1	2	1	2	1	2	1	2	3	6	9	18
Valor didáctico	1	1	1	3	3	1	1	1	1	1	1	3	3	1	1	1	1
TOTAL			263		193		127		133		169		145		129		183
PORCENTAJE %			32		24						21						23

En la tabla anterior, se desplegó la casa de calidad (QFD). De esta se puede inferir que los criterios más importantes para el desarrollo del proyecto fueron:

- Selección del material con un 32%.
- Geometría de los cangilones con un 24%.

- Sistema de anclaje/montaje con un 23%.
- Proceso de manufactura con un 21%.

Estos criterios serán tenidos en cuenta más adelante para la selección de alternativa (Tabla 6), los valores asignados en la matriz QFD se definieron teniendo en cuenta las restricciones operativas del banco EDIBON TPC, la necesidad de recuperar la funcionalidad del equipo lo que permitió orientar el diseño hacia una solución que no solo cumpliera con la función hidráulica del rodete, sino que también respondiera a las condiciones reales de uso del laboratorio.

4.2 Alternativas de Solución y Selección

Para dar respuesta a los requerimientos técnicos establecidos en el Despliegue de la Función de Calidad (QFD), se plantearon tres alternativas conceptuales para el rediseño del rodete Pelton. Cada propuesta exploró diferentes combinaciones de materiales, configuraciones de ensamble y procesos de manufactura, buscando el balance óptimo entre resistencia mecánica, viabilidad de fabricación y eficiencia hidráulica. A continuación, se muestran las alternativas de solución elegidas a criterio personal (Tabla 6).

Tabla 6.

Alternativas de solución a criterio personal.

	Opción A	Opción B	Opción C
Material	Acero inoxidable + polímero reforzado	Bronce/Aluminio	Polímero reforzado
Fabricación	Impresión 3D plástica para cangilones	Fundición Metálica para cangilones/plástico impreso en 3D	Impresión 3D plástica
Forma del rodete	Dos discos metálicos + cangilones	1 disco + cangilones	Una sola pieza
Fijación de los cangilones	Pernos/tornillos	Pernos/tornillos	N/A

Acabado superficial	Pulido con recubrimiento epóxico	Niquelado	Recubrimiento epóxico
---------------------	----------------------------------	-----------	-----------------------

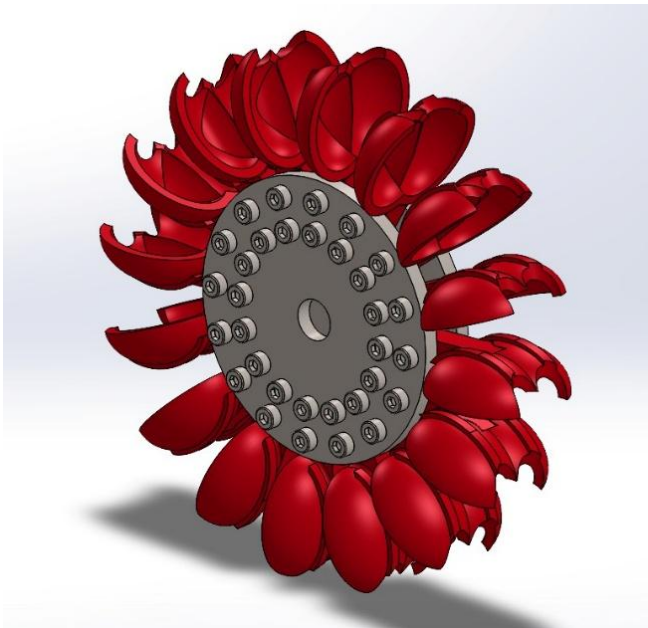
4.2.1 Descripción de las Alternativas Conceptuales

A continuación, se describen las tres configuraciones evaluadas:

Alternativa A (Arquitectura Híbrida Modular): Consistió en un rodete compuesto por dos discos paralelos mecanizados en aleación metálica (aluminio o acero inoxidable), los cuales actúan como núcleo de transmisión y soporte estructural. Los cangilones (elementos hidráulicos) se plantearon como piezas individuales fabricadas mediante impresión 3D en polímero reforzado. La fijación entre los componentes se diseñó mediante uniones empernadas pasantes, permitiendo el reemplazo individual de cucharas. Se propuso un acabado superficial pulido con recubrimiento epóxico para reducir la fricción hidráulica (ver Figura 19).

Figura 19.

Alternativa A: Diseño híbrido discos metálicos - PETG 3D.



Alternativa B (Construcción Metálica apernada): Se planteó como un ensamble tradicional compuesto por un único disco central en bronce o aluminio. Los cangilones, fabricados mediante fundición metálica, se unirían al perímetro del disco central utilizando pernos. Se propuso un acabado superficial niquelado para proteger el conjunto contra la corrosión y el desgaste por cavitación (ver Figura 20).

Figura 20.

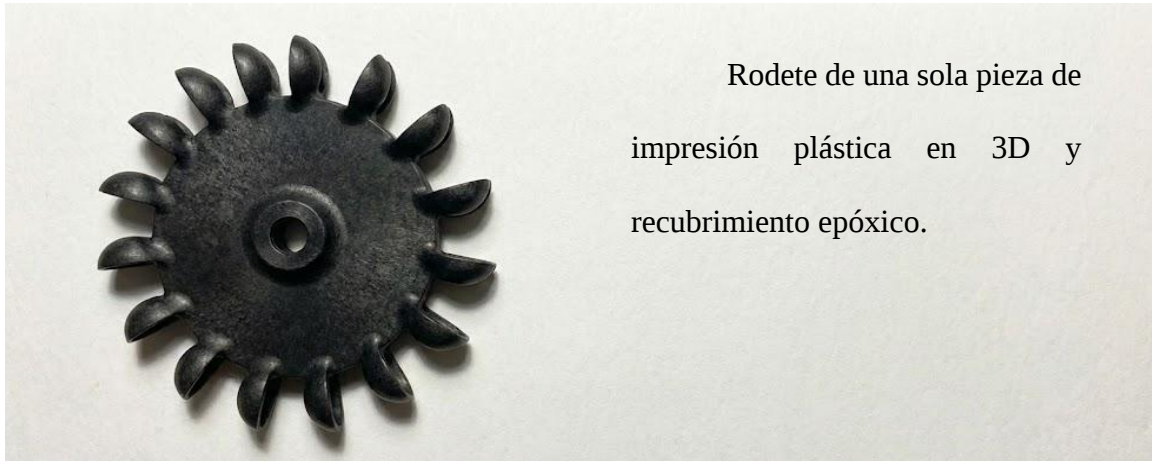
Alternativa B: Disco metálico y cangilones fundidos apernados.



Alternativa C (Monobloque Polimérico): Esta opción simplificó la lista de materiales al proponer un rodete fabricado en una sola pieza (disco y álabes integrados) mediante manufactura aditiva (impresión 3D plástica). Al ser un diseño unificado, se elimina la necesidad de elementos de fijación (soldadura o tornillería), mitigando los puntos de concentración de esfuerzos en las uniones. Al igual que la Alternativa A, requeriría un recubrimiento epóxico para sellar la porosidad inherente de la impresión 3D (ver figura 21).

Figura 21.

Alternativa C: Diseño monobloque impreso en 3D.



4.2.2 Evaluación y Selección (*Matriz de Pugh*)

Para determinar la viabilidad de cada propuesta y seleccionar el diseño definitivo de manera objetiva, se implementó una Matriz de Decisión de Pugh. Los criterios de evaluación correspondieron a los cuatro parámetros técnicos de mayor relevancia identificados previamente en el análisis QFD, conservando sus respectivos porcentajes de ponderación.

Cada alternativa fue calificada en una escala de 1 a 5 para cada criterio, donde 1 representó el desempeño más deficiente y 5 el más sobresaliente. La calificación final de cada opción se obtuvo sumando el producto de la puntuación asignada por el peso porcentual del criterio, tal como se detalla en la Tabla 7.

Tabla 7.

Matriz de Pugh para la seleccin de alternativa de diseo.

			Opcin A		Opcin B		Opcin C	
Criterio	Seleccin del material	32%	5	(1.60)	3.8	(1.22)	2.6	(0.83)
	Geometra de los cangilones	24%	5	(1.20)	4.2	(1.01)	3.1	(0.65)
	Sistema de anclaje/montaje	23%	4	(0.92)	3	(0.69)	4.2	(0.96)
	Proceso de manufactura	21%	4	(0.84)	2.5	(0.53)	3.4	(0.71)
	Total	100%	4.56		3.45		3.15	

Nota. Los valores entre parntesis indican el puntaje ponderado (Calificacin x Ponderacin).

El anlisis cuantitativo arroj que la **Alternativa A** es la solucin ptima para el proyecto, obteniendo la calificacin ms alta (4.56 sobre 5.00). Esta arquitectura hbrida super a las dems principalmente por la sinergia en el uso de materiales: garantiza la mxima precisin geomtrica en las cucharas gracias a la impresin 3D, mientras que los discos metlicos aseguran la rigidez estructural necesaria para el acople con el banco de pruebas. Adem s, su diseo modular facilita enormemente el montaje, desmontaje y la iteracin de perfiles aerodinmicos a un bajo costo, cumpliendo cabalmente con los propsitos didcticos e investigativos del laboratorio STAF.

4.3 Dimensionamiento Geomtrico del Rodete

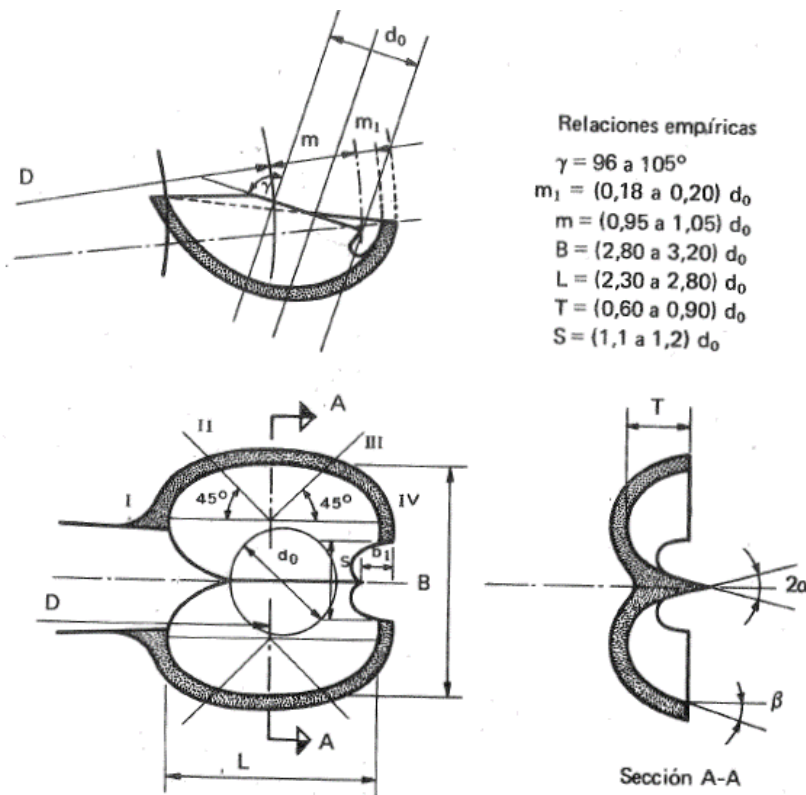
El diseo aerodinmico y estructural de los cangilones Pelton se rige por relaciones empricas estandarizadas que vinculan las dimensiones de la cuchara con el diámetro del chorro de agua incidente y el diámetro primitivo del rodete. El objetivo de este dimensionamiento es garantizar

que el fluido ingrese suavemente por la escotadura, se divida simétricamente en la arista central y abandone el perfil sin golpear el dorso del cangilón adyacente.

En este caso, las relaciones empíricas se emplearon como punto de partida para orientar el diseño, pero su aplicación estuvo condicionada por las restricciones reales del banco EDIBON TPC. Por esta razón, el dimensionamiento no se asumió como un cálculo ideal aislado, sino como un ajuste entre criterios hidráulicos, espacio disponible, montaje mecánico y viabilidad de fabricación.

Figura 22.

Dimensiones principales y relaciones empíricas de un cangilón Pelton.



Nota. Adaptado de Mataix 3ed.

4.3.1 Restricción Principal y Diámetro de Chorro Equivalente

De acuerdo con el levantamiento dimensional, el nuevo rodete debe mantener una altura radial máxima de 30 mm para evitar interferencias mecánicas con la carcasa de acrílico y el deflector de seguridad del sistema. En la nomenclatura clásica de turbinas Pelton, esta altura radial corresponde a la longitud proyectada del cangilón (L).

Por lo tanto, se establece como condición de frontera geométrica inicial:

$$L = 2.6 * d \quad (9)$$

Según los criterios de diseño, las proporciones óptimas de un cangilón se expresan en función del diámetro del chorro (d). La longitud del cangilón suele estar en el rango de $2.4*d$ a $2.8*d$. Se asumió un valor promedio de diseño de $2.6d$, al despejar el diámetro de chorro equivalente para el cual esta longitud de 30 [mm] sería hidrodinámica óptima:

$$L = 2.6 * d$$

$$d = \frac{30}{2.6} = 11.54 \text{ [mm]}$$

Este diámetro de chorro teórico de 11.54 mm servirá como módulo base para escalar el resto de las dimensiones de la cavidad. Este valor se adoptó como referencia geométrica para mantener proporciones hidráulicas coherentes con la teoría de diseño Pelton, sin desconocer que el diámetro efectivo del chorro puede variar durante la operación debido a la regulación de la aguja del inyector y a las condiciones de apertura del banco.

4.3.2 Proporciones del Perfil Hidráulico

Utilizando el diámetro de chorro equivalente calculado, se determinaron el ancho (B) y la profundidad (T) de las cavidades del cangilón mediante las siguientes relaciones estándar:

Ancho del cangilón (B): Debe ser suficiente para contener el esparcimiento lateral del fluido tras el impacto. La literatura recomienda un ancho cercano a $3*d$.

$$B = 3 * d \quad (10)$$

$$B = 3 * 11.54 \text{ mm} = 34.62 \text{ mm} \approx 35 \text{ mm}$$

Profundidad de la cavidad (T): Debe permitir que el chorro invierta su dirección de manera gradual, minimizando las pérdidas por turbulencia. Se recomienda un valor de $0.9*d$.

$$T = 0.9 * d \quad (11)$$

$$T = 0.9 * 11.54 \text{ mm} = 10.38 \text{ mm} \approx 10.4 \text{ mm}$$

Ancho de la escotadura (muesca frontal): Es vital para permitir que el chorro pase ininterrumpidamente hacia el cangilón que se encuentra en la posición óptima de impacto.

$$Ancho_{muesca} = 1.2 * d \quad (12)$$

$$Ancho_{muesca} = 1.2 * d = 13.84 \text{ mm} \approx 14 \text{ mm}$$

Ángulo de salida del flujo (β_2): Para maximizar la transferencia de cantidad de movimiento sin generar interferencia con el respaldo del siguiente cangilón, se adoptó un ángulo de salida conservador de 15° . La selección de este ángulo busca favorecer la desviación del flujo y reducir la posibilidad de interferencia con el cangilón siguiente. En el contexto del presente rediseño, se priorizó una geometría funcional y fabricable, manteniendo un margen conservador frente a las limitaciones propias de la manufactura por impresión 3D.

4.3.3 Determinación del Número de Cucharas (Z)

El número de cangilones debe ser suficiente para asegurar que el chorro siempre impacte de manera continua, pero sin exceder un límite que provoque aglomeración de agua. La práctica habitual utiliza la relación empírica de Taygun para determinar el número de cucharas teórico en función del diámetro primitivo ($D_p = 100 \text{ mm}$) y el diámetro del chorro (d):

$$Z = 15 + \frac{D_p}{2 * d} \quad (13)$$

$$Z = 15 + \frac{100}{2 * 11.54} = 15 + 4.33 = 19.33 \text{ cucharas}$$

Análisis del resultado:

El cálculo teórico indica que, para un aprovechamiento hidráulico óptimo, el rodete debería contar con 19 o 20 cucharas. Sin embargo, el rodete original del equipo EDIBON dispone solo de 16 unidades. Esta diferencia entre el valor teórico y la configuración original del equipo evidencia una condición de diseño que debe analizarse con precaución, ya que el número de cangilones influye en la continuidad del impacto del chorro, la captación de energía y la posible interferencia entre cucharas. Sin embargo, el desempeño del banco también depende de otros factores, como el caudal, la presión disponible, la rugosidad superficial, el estado del inyector y las pérdidas mecánicas del sistema (Capítulo 3).

A pesar de que la teoría sugiere aumentar el número de álabes, para el diseño de la arquitectura híbrida modular se tomó la decisión de mantener el número original de $Z = 16$. Esta restricción se justifica por la naturaleza del proceso de manufactura (impresión 3D FDM): al requerir paredes más gruesas para garantizar la integridad estructural y espacio físico en la raíz para alojar la tornillería pasante, un ensamble de 20 cucharas generaría interferencia mecánica en el diámetro de sujeción. Por lo tanto, 16 cucharas representan el equilibrio óptimo entre la viabilidad del ensamble híbrido y el comportamiento fluidodinámico. En consecuencia, la decisión de conservar 16 cangilones no se tomó únicamente por replicar el rodete original, sino por garantizar compatibilidad geométrica con el banco, evitar interferencias en el sistema de sujeción y mantener una solución fabricable mediante la arquitectura híbrida propuesta.

En la Tabla 8, se resumen las dimensiones calculadas para el perfil del nuevo cangilón Pelton.

Tabla 8.

Resumen de dimensiones calculadas para el perfil del nuevo cangilón Pelton.

Parámetro Geométrico	Símbolo	Valor de Diseño
Diámetro Primitivo	D_p	100 mm
Número de Cucharas	Z	16 unidades
Longitud (Altura radial)	L	30 mm
Ancho total	B	35 mm
Profundidad	T	10.4 mm
Ancho de escotadura	—	14 mm
Ángulo de salida	β_2	15°

4.4 Análisis Cinemático y Verificación Hidráulica

Para garantizar que la geometría del cangilón calculada en la sección anterior operará de manera óptima bajo las condiciones reales del equipo EDIBON TPC, se procedió a realizar una verificación analítica de la cinemática del fluido. Este análisis se fundamenta en las ecuaciones de conservación de la energía y cantidad de movimiento (Ecuación de Euler para turbomáquinas), evaluando el comportamiento del flujo en el Punto de Máxima Eficiencia (BEP) identificado durante el diagnóstico operativo (operación al 60% de la capacidad motriz).

Este punto de operación fue tomado como referencia debido a que representa una condición estable del banco y permite relacionar los cálculos teóricos con los datos experimentales

disponibles. De esta manera, la verificación hidráulica no se realizó sobre una condición ideal, sino sobre un escenario de operación alcanzable en el equipo EDIBON TPC.

A partir de los datos experimentales registrados por el sistema SCADA, el punto de operación nominal para el rediseño se estableció bajo las siguientes condiciones:

- Velocidad de rotación óptima (N): 1000 [RPM].
- Presión de entrada al inyector (P): 0.8 bar (80000 [Pa]).
- Caudal volumétrico de operación (Q): 33.4 [L/min] (0.0005567 [m³/s]).

4.4.1 Parámetros Hidráulicos de Entrada

El primer paso consistió en determinar la altura neta de presión (H) disponible justo antes de la tobera:

$$H = \frac{P}{\rho * g} \quad (14)$$

$$H = \frac{80000 [Pa]}{1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]} = 8.15 [m]$$

Con esta altura, se calculó la velocidad absoluta con la que el chorro de agua abandona el inyector e impacta el rodete (C_1). Asumiendo un coeficiente de velocidad estándar para toberas de aguja bien perfiladas ($C_v = 0.98$):

$$C_1 = C_v * \sqrt{2 * g * H} \quad (15)$$

$$C_1 = 0.98 * \sqrt{2 * 9.81 * 8.15} = 12.39 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Con la velocidad de chorro definida, se procedió a calcular el diámetro efectivo del chorro real (d_{real}) que emite la tobera bajo esta carga, utilizando la ecuación de continuidad (16) y Como el área del chorro circular está dada por la ecuación (17) se obtiene el (d_{real}) mediante la ecuación (18)

$$Q = A * C_1 \quad (16)$$

$$A = \frac{\pi * d_{real}^2}{4} \quad (17)$$

$$d_{real} = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_1}}$$

$$d_{real} = \sqrt{\frac{4 * 0.0005567}{\pi * 12.39}} = 0.00756 [m] = 7.56 [mm]$$

Teniendo el diámetro efectivo del chorro real, se da continuidad para hallar la fuerza de impacto máxima en cada uno de los cangilones así:

Primero calculando el área transversal del chorro (A_j):

$$A_j = \frac{\pi(d_{real})^2}{4}$$

$$A_j = \frac{\pi(0.00756 [m])^2}{4} = 0.00004489 [m^2]$$

Luego se calculó el flujo másico de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \rho * A_j * C_1 \quad (18)$$

$$\dot{m} = 1000 * 0.00004489 * 12.39 = 0.556 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Después a partir de la ecuación de Fuerza por Conservación del Momento y sabiendo que el ángulo β es $180^\circ - \beta_2$:

$$F_{max} = \dot{m} * C_1 * (1 - \cos\beta) \quad (19)$$

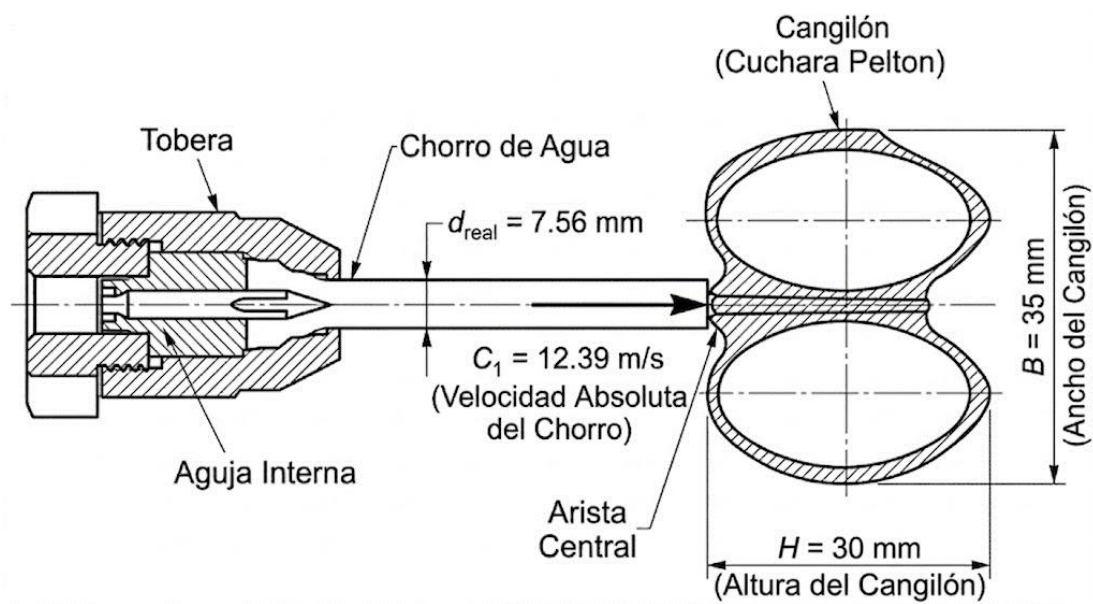
$$F_{max} = 0.556 * 12.39 * (1 - \cos(165^\circ))$$

$$F_{max} = 6.888 * (1 - 0.9659)$$

$$F_{max} \approx 13.54 [N]$$

Figura 23.

Esquema de interacción chorro-cangilón y parámetros de entrada.



Verificación de Interferencia Geométrica: El diámetro real del chorro emitido por el equipo es de 7.56 [mm]. El ancho (B) calculado para la nueva cuchara en el apartado 4.3 es de 35 [mm]. Al ser el ancho de la cuchara más de 4.5 veces el diámetro del chorro ($35 > 7.56$), esta relación indica que la geometría propuesta cuenta con un margen suficiente para recibir el chorro y favorecer su desviación dentro del cangilón. No obstante, la presencia de salpicaduras o pérdidas locales también puede depender del acabado superficial, la alineación del inyector y las condiciones reales de operación.

4.4.2 Cinemática del Rodete (Triángulos de Velocidades)

Para validar la eficiencia de la transferencia de energía, se determinó la velocidad tangencial o periférica del rodete (U) en su diámetro primitivo ($D_p = 0.1 \text{ m}$) a la velocidad nominal de 1000 RPM:

$$U = \frac{\pi * D_p * N}{60} \quad (20)$$

$$U = \frac{\pi * 0.1m * 1000 \text{ RPM}}{60} = 5.24 \text{ m/s}$$

Al relacionar esta velocidad tangencial calculada con la velocidad del chorro incidente, se obtiene el parámetro adimensional de diseño:

$$\phi = \frac{U}{C_1} \quad (21)$$

$$\frac{U}{C_1} = \frac{5.24 \text{ m/s}}{12.39 \text{ m/s}} = 0.423$$

Este valor de 0.423 resulta coherente con el comportamiento esperado para turbinas Pelton de pequeña escala (micro hidráulica). Aunque el valor teórico ideal se sitúa cerca de 0.47, en bancos de pruebas didácticos las inevitables pérdidas por fricción en los rodamientos y la resistencia aerodinámica del aire dentro de la carcasa desplazan el punto de máxima eficiencia hacia relaciones de velocidad ligeramente inferiores, lo cual respalda la selección de 1000 RPM como punto de referencia para el análisis del sistema.

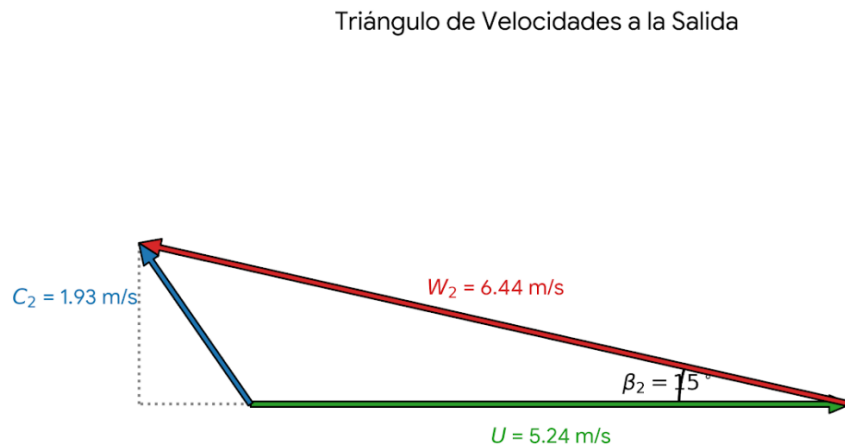
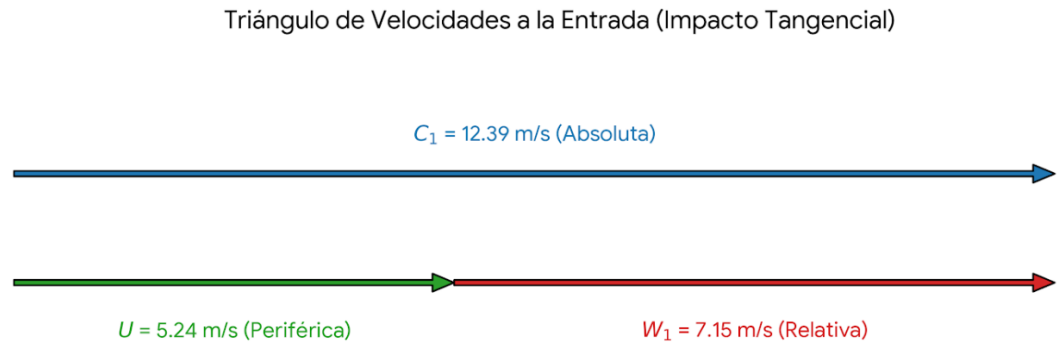
Dado que el impacto del chorro es tangencial, la velocidad relativa del fluido al ingresar a la escotadura del cangilón (W_1) se reduce a la diferencia de los vectores absolutos:

$$W_1 = C_1 - U \quad (22)$$

$$W_1 = (12.39 - 5.24) \frac{m}{s} = 7.15 \text{ m/s}$$

Figura 24.

Triángulos de velocidades a la entrada y salida del cangilón diseñado.



4.4.3 Potencia Mecánica Teórica y Validación

Finalmente, se aplicó la Ecuación de Euler para calcular la potencia mecánica teórica (P_m) que el nuevo rodete es capaz de extraer del fluido bajo estas condiciones. Se asumió un coeficiente de fricción conservador sobre la superficie plástica del cangilón impreso de $k = 0.90$ y el ángulo de salida previamente definido de $\beta_2 = 15^\circ$.

$$P_m = \rho * Q * U * (C_1 - U) * [1 + k * \cos(\beta_2)] \quad (23)$$

$$P_m = 1000 * 0.0005567 * 5.24 * 7.15 * [1 + 0.90 * \cos(15^\circ)]$$

$$P_m = 20.86 * (1 + 0.869)$$

$$P_m = 20.86 * 1.869 = 38.99 [W] \approx 39[W]$$

La potencia calculada representa una estimación teórica bajo las hipótesis del modelo unidimensional de turbina Pelton. Por tanto, este valor debe interpretarse como una referencia de diseño y no como una predicción exacta del desempeño final, ya que en la operación real intervienen pérdidas mecánicas, fricción superficial, salpicaduras, desalineación del chorro y variaciones en el caudal.

Conclusión del Análisis Cinemático:

El modelo analítico arroja una potencia teórica esperada de **39.0 W** para el punto nominal de operación. Al contrastar este resultado con los datos experimentales obtenidos durante el diagnóstico inicial (Capítulo 3), se observa una concordancia excepcional con el registro histórico de la máquina, el cual mostró un pico de potencia útil de aproximadamente **38 W** a 1000 RPM bajo el mismo régimen de carga del 60%. Esta validación cruzada confirma que la parametrización geométrica (D_p, B, L, T, Z) y cinemática del nuevo rodete es correcta, por lo que se aprueba el paso a la fase de modelado sólido tridimensional (CAD).

4.5 Modelado CAD del Sistema Híbrido

Validada la viabilidad geométrica e hidráulica del rediseño mediante el análisis cinemático, se procedió a la materialización virtual de los componentes utilizando herramientas de Diseño Asistido por Computadora (CAD, por sus siglas en inglés). El objetivo de esta fase fue traducir los

parámetros teóricos (B, L, T, Z) en un modelo sólido tridimensional, garantizando el ensamblaje modular de la arquitectura híbrida (metal-polímero) seleccionada en la Alternativa A.

El modelado se dividió en tres etapas fundamentales: la parametrización de los elementos hidráulicos (cangilones), el diseño del núcleo de transmisión (discos de sujeción) y la integración del ensamble final.

4.5.1 Modelado del Cangilón

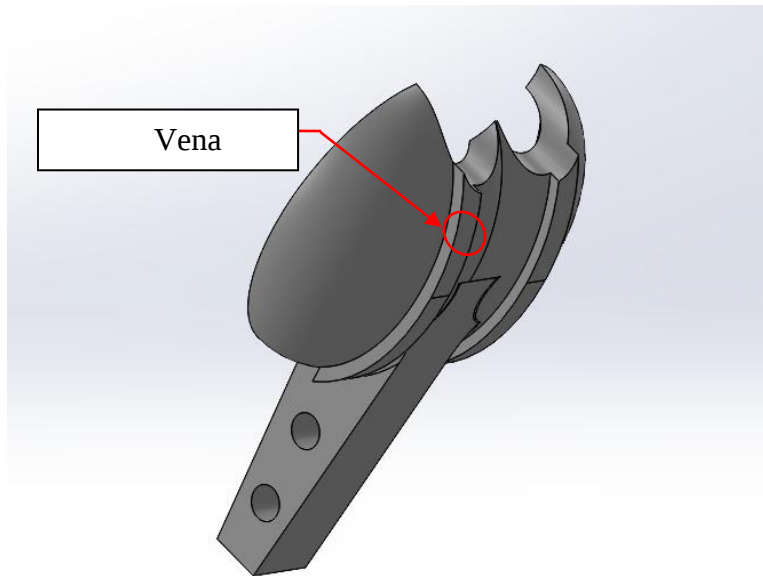
El diseño del álabe constituyó el desafío geométrico más complejo, ya que requirió la transición de un perfil aerodinámico de doble cuenco (elipsoides) hacia una raíz estructural robusta.

Se aplicaron las dimensiones calculadas en el Capítulo 4.3: un ancho total de 35 [mm], una longitud proyectada de 30 [mm] y una profundidad de cavidad de 10.4 [mm]. La arista central (splitter, en inglés) se extruyó con un radio de empalme mínimo para afilar el borde de ataque, garantizando una división limpia del chorro incidente. Así mismo, se modeló una escotadura (muesca) frontal para permitir el paso ininterrumpido del agua hacia el cangilón subsecuente.

Inspirado en prácticas de diseño industrial de turbo maquinaria, el perfil posterior de cada cangilón fue modificado mediante la adición de una costilla de refuerzo o "vena" longitudinal (Figura 25). Esta característica tiene como objetivo primordial incrementar la rigidez geométrica del álabe, actuando como una pequeña viga estructural que absorbe y distribuye la carga de flexión generada por el impacto del chorro sobre la arista central. (eliminando el efecto voladizo).

Figura 25.

Diseño CAD del cangilón con vena de refuerzo geométrica.



Esta vena posterior es especialmente crítica para la integridad del cangilón impreso en 3D, ya que refuerza el componente en la dirección más propensa a la falla por fatiga y la delaminación de capas (el eje Z o dirección de adhesión de capas), mitigando el riesgo de fractura en la raíz y contribuyendo a mejorar la rigidez del componente y a reducir el riesgo de falla en la raíz del cangilón.

4.5.2 Modelado del Núcleo de Transmisión (Discos Metálicos)

El sistema de sujeción se diseñó para absorber y transmitir el par motor desde los cangilones hacia el eje principal del equipo EDIBON, confinando simultáneamente la raíz plástica para evitar la delaminación por fuerza centrífuga.

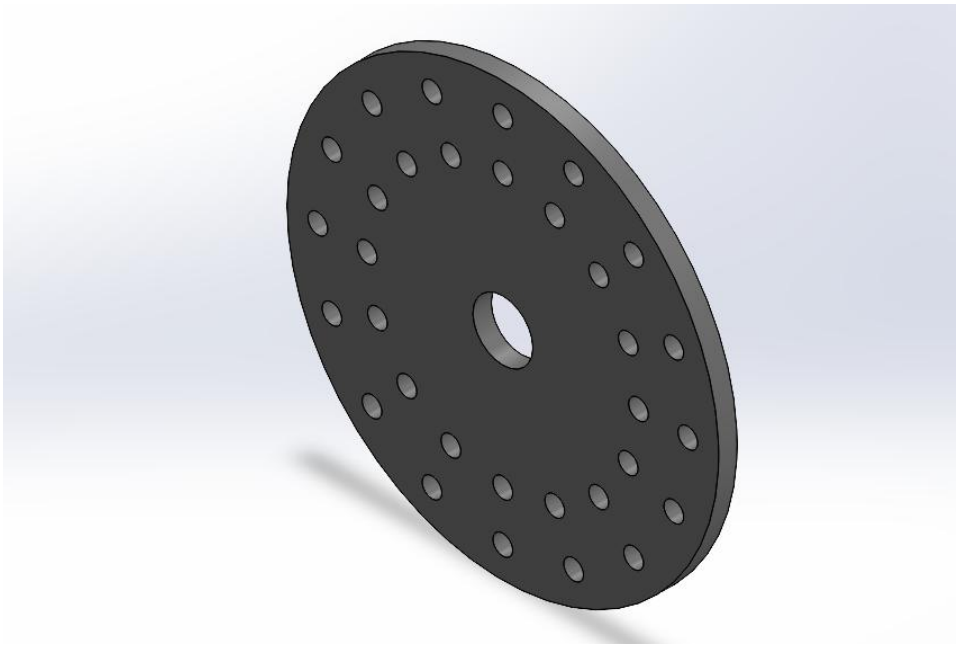
Se modelaron dos discos simétricos con un diámetro exterior de 70 mm (respetando la cota de restricción del rodete original documentada en el Capítulo 3.3) y un espesor nominal definido

para chapa metálica de acero inoxidable. Sobre la periferia de los discos, se distribuyó un patrón circular de 32 barrenos pasantes, esta distribución permite aplicar dos puntos de sujeción por cangilón, aumentando la estabilidad del ensamble y reduciendo la posibilidad de giro relativo entre el elemento plástico y los discos metálicos.

Para la correcta fijación de los pernos se emplearon tuercas de seguridad, con el fin de actuar en el apriete y que el ensamble quede tipo “sándwich”; tanto este como el disco frontal integran el acoplamiento mecánico central, dimensionado con las tolerancias precisas para encajar en el eje del banco de pruebas y transmitir el torque sin deslizamiento.

Figura 26.

Diseño CAD de los discos metálicos del núcleo de transmisión.



Nota. Los dos discos son iguales, por esto se insertó una sola imagen.

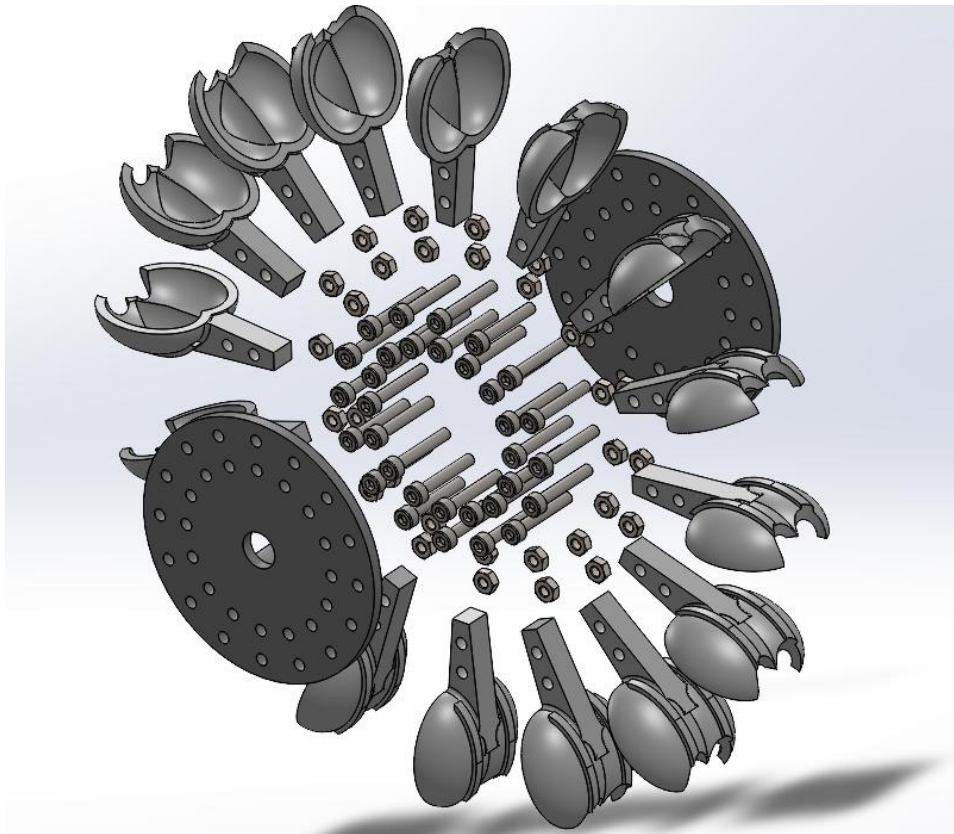
4.5.3 Ensamble Final del Rodete Híbrido

La etapa final del modelado consistió en la integración paramétrica de todas las piezas para verificar la ausencia de interferencias volumétricas y evaluar el empaquetamiento espacial. Las 16

cucharas plásticas se posicionaron radialmente entre los dos discos metálicos, formando un ensamble tipo "sándwich". Esta configuración permite que los discos asuman la función estructural de transmisión y confinamiento, mientras que los cangilones se concentran en la interacción hidráulica con el chorro.

Figura 27.

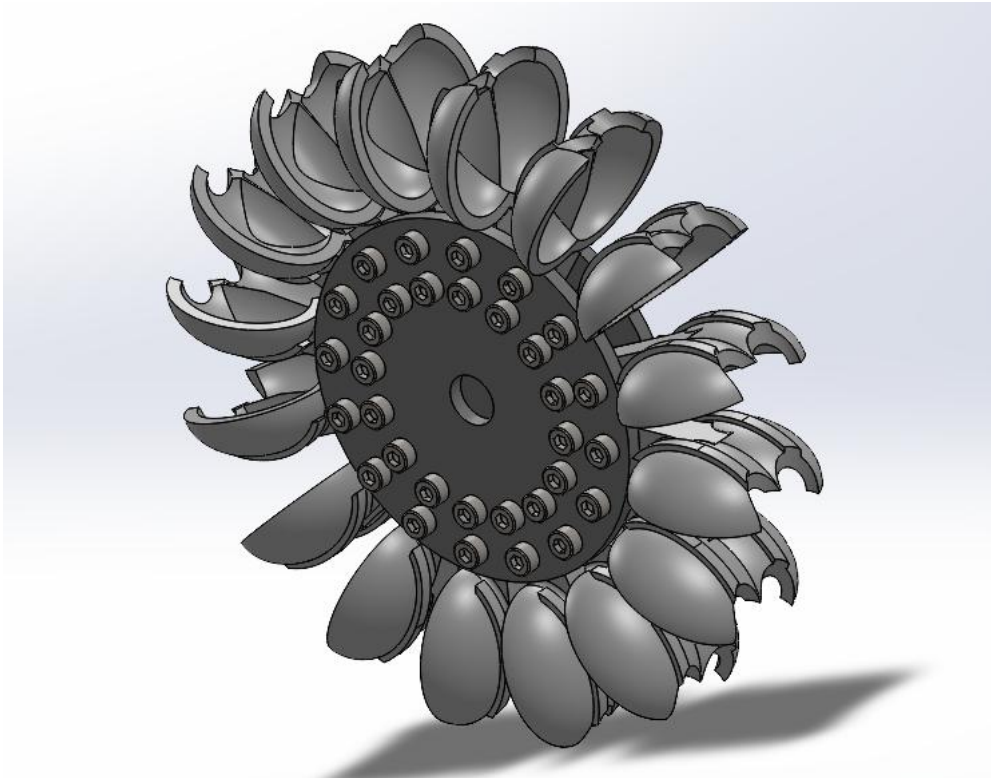
Vista explosionada del rodete Pelton híbrido modular.



Este ensamble digital constituye la línea base geométrica sobre la cual se ejecutarán las simulaciones de Elementos Finitos (FEA) y Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en el siguiente capítulo.

Figura 28.

Ensamble final del rodete Pelton rediseñado.



La fijación mecánica virtual se completó mediante la inserción de pernos y tuercas de acero inoxidable. El modelo ensamblado confirmó visual y geométricamente que el diámetro exterior total del rodete rediseñado se mantiene dentro de los 130 mm exigidos por la carcasa acrílica del banco de pruebas, cumpliendo con todas las condiciones de frontera planteadas al inicio del proyecto.

5. Simulación Computacional (FEA y CFD)

La validación virtual del rediseño se dividió en dos fases complementarias: un análisis estructural para garantizar la seguridad mecánica del conjunto operando a máximas revoluciones, y un análisis hidrodinámico para confirmar la eficiencia en la transferencia de energía de la vena líquida.

5.1 Simulación Mediante el Método de elementos Finitos (FEA)

El análisis estructural mediante el método de elementos finitos, por sus siglas en inglés (FEA) tuvo como objetivo validar la integridad del rodete híbrido operando bajo la acción simultánea de la carga inercial por rotación y la fuerza hidrodinámica estimada. Para ello, se utilizó el complemento de simulación estática de SolidWorks (versión académica), evaluando el modelo final de doble disco de retención.

5.1.1 Propiedades de materiales y contactos

El dominio computacional se configuró evaluando el rodete en su totalidad (16 álabes, 2 bridas de retención, 32 pernos de fijación con su tuerca de seguridad). Para la simulación se asignaron las siguientes propiedades mecánicas:

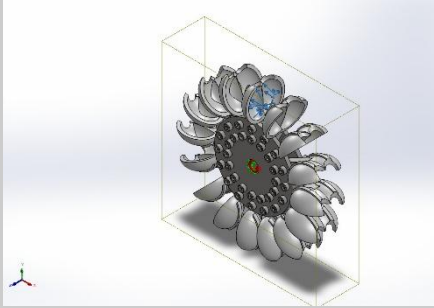
Álabes (Cangilones): Se definió un polímero de ingeniería (PET) con comportamiento isotrópico elástico lineal, un límite de tracción de 57.3 [MPa], límite de compresión de 92.9 [MPa] y un módulo elástico de 2.96 [GPa]. Su masa individual registrada fue de 5.67 [g] con una densidad de 1419.93 [kg/m³].

Discos de retención, pernos y tuercas: Se utilizó Acero Inoxidable AISI 304, con un límite elástico de 206.8 [MPa] y un módulo elástico de 190 [GPa].

Dada la alta fuerza de precarga ejercida por los 32 tornillos M3 en el ensamble físico, la interacción global entre los componentes se modeló matemáticamente como una "Unión rígida" (Bonded, en inglés). Esta simplificación permite representar el efecto del apriete mecánico del ensamble y reducir el costo computacional del análisis.

Tabla 9.

Interacción global entre componentes para el FEA.

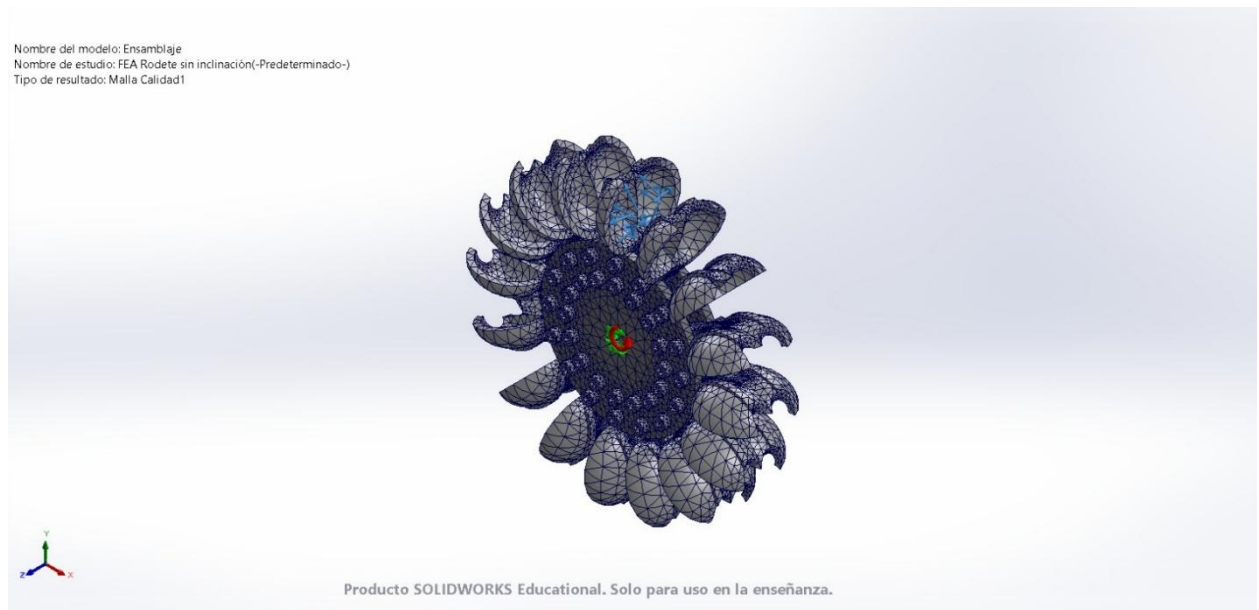
Interacción	Imagen de interacción	Propiedades de interacción
Interacción global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado independiente

5.1.2 Malla Estructural

Se generó una malla sólida tridimensional utilizando un mallado basado en curvatura de alta calidad (elementos cuadráticos de alto orden con 16 puntos jacobianos). El tamaño máximo de elemento se fijó en 11.64 [mm] y el mínimo en 0.58 [mm] para las zonas de transición y cuellos. El dominio discretizado final constó de 297977 nodos y 170616 elementos.

Figura 29.

Discretización del dominio computacional mediante malla sólida, FEA.



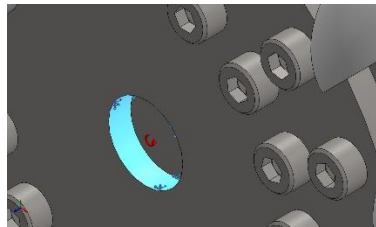
5.1.3 Cargas y Sujeciones

El análisis estático contempló las dos cargas operativas simultáneas que sufre el rodete en el banco de pruebas:

Sujeción: Se aplicó una restricción de "Geometría fija" en las dos caras cilíndricas internas de las bridas de acero, simulando el acople rígido al eje de la máquina.

Tabla 10.

Sujeción central y fuerzas resultantes, análisis FEA.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: Tipo:	2 cara(s) Geometría fija		
1.					

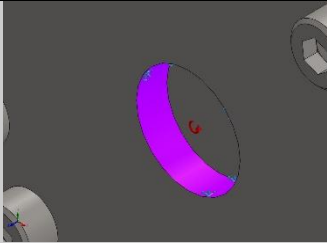
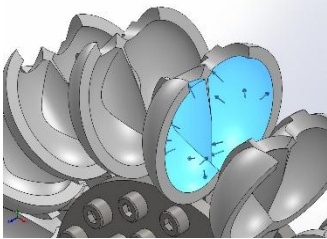
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	8,34309	0,950388	0,00222233	8,39704
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

Carga Hidrodinámica (Fuerza): Se aplicó una carga de 13.54 [N] (hallada en el capítulo 4.4.1) de manera normal sobre las cuatro caras cóncavas interiores de un único álabe, simulando el instante de máximo impacto de la vena líquida. Esta condición representa un caso conservador para evaluar la respuesta local del cangilón sometido al impacto directo del chorro.

Carga inercial (Centrífuga): Se aplicó una velocidad angular global de 1000 [RPM] respecto al eje central, induciendo el estiramiento radial de todo el conjunto.

Tabla 11.

Cargas hidrodinámicas e inercial para análisis FEA.

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Centrífuga -1		Centrífuga, Ref: Cara< 1 > Velocidad angular: -1.000rpm Aceleración angular: 0rpm^2
Fuerza-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 13,54 N

5.1.4 Análisis de Tensiones y Desplazamientos

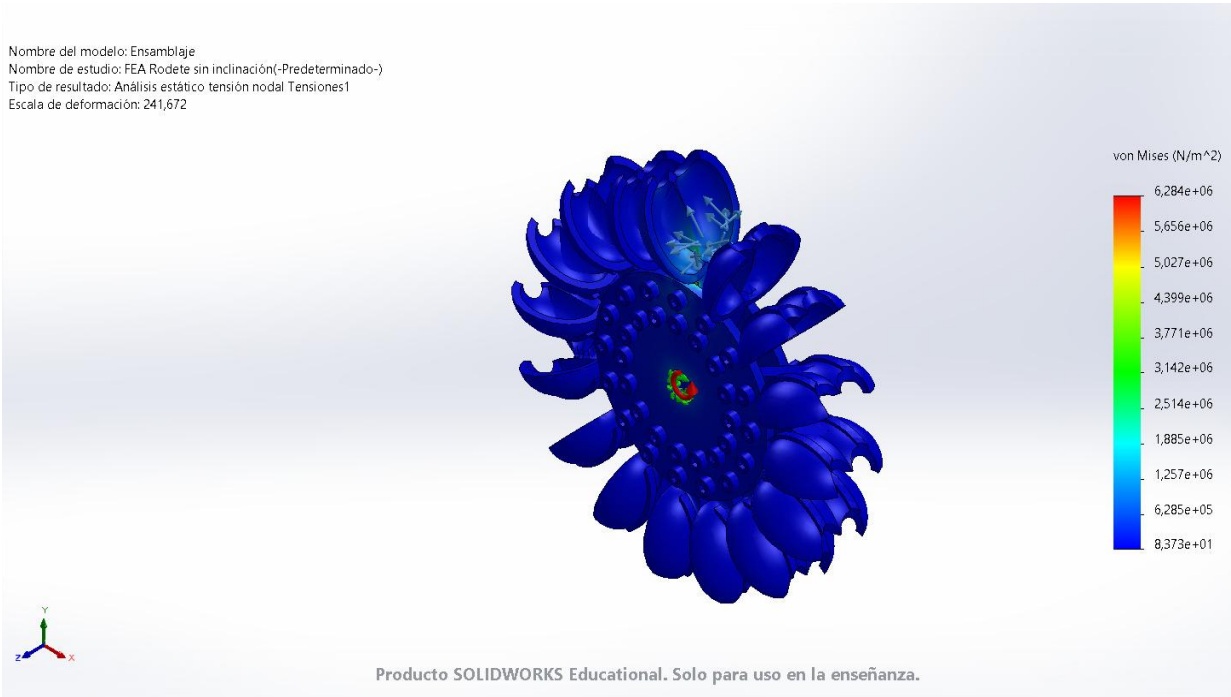
El trazado de tensiones equivalentes de Von Mises evidenció que el acero inoxidable presenta bajos niveles de esfuerzo frente a las cargas aplicadas, mientras que la mayor concentración se localiza en el álabe que recibe el impacto directo del chorro. El esfuerzo máximo registrado fue de 6.28 [MPa] localizado en la raíz y en el entalle de fijación del álabe impactado.

Este valor de tensión es casi 9 veces inferior al límite de tracción del polímero (57.3 MPa) lo que indica que el material permanece dentro del rango elástico considerado para el análisis.

Tabla 12.

Trazado de tensiones equivalentes (Von Mises), análisis FEA.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	8,373e+01N/m^2	6,284e+06N/m^2
		Nodo: 264786	Nodo: 9262



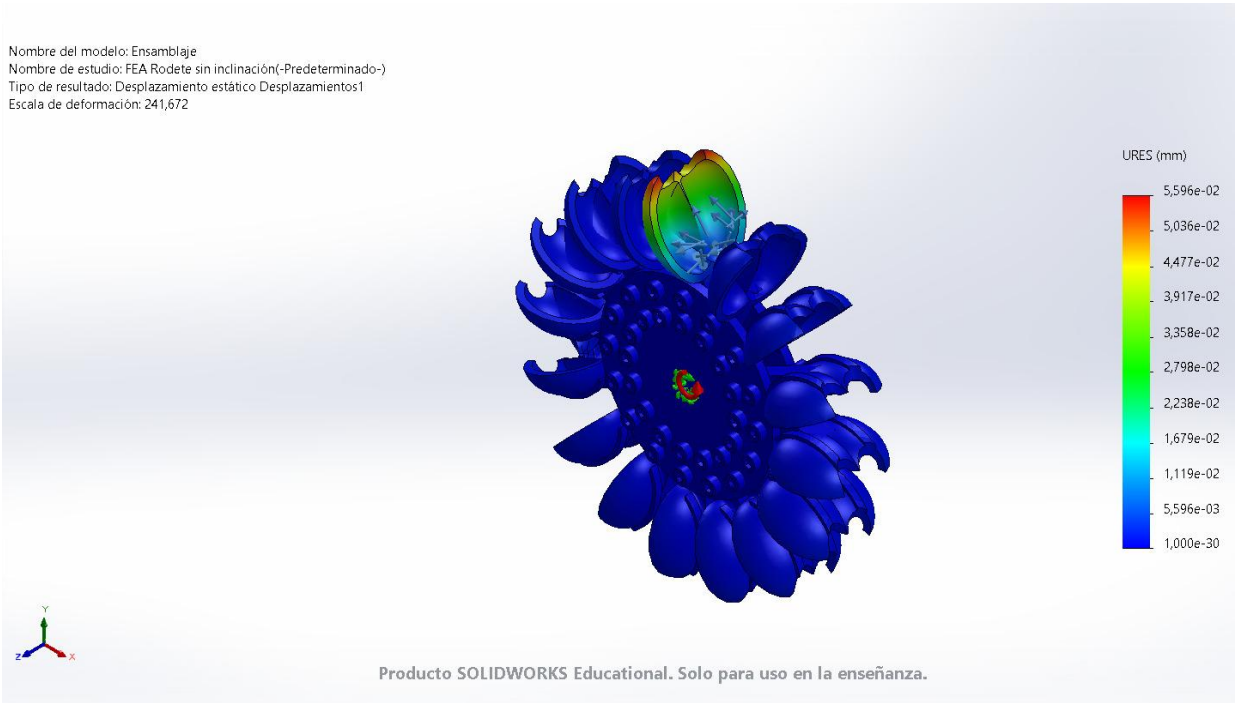
Ensamblaje-FEA Rodete-Tensiones-Tensiones1

Asimismo, la lectura del trazado de desplazamientos resultantes (URES) evidenció una deformación máxima absoluta de apenas 0.056 mm en la cresta del álabe evaluado. Este valor es bajo en comparación con las dimensiones generales del cangilón, por lo que no se espera una afectación significativa de la geometría hidráulica bajo las condiciones analizadas.

Tabla 13.

Trazado de desplazamientos resultantes (URES) FEA.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00mm	5,596e-02mm
		Nodo: 145225	Nodo: 9218



Ensamblaje-FEA Rodete-Desplazamientos-Desplazamientos1

5.1.5 Validación del Factor de Seguridad

Como criterio final de aceptación del rediseño, el software calculó el coeficiente de seguridad estructural de cada nodo del ensamble. El resultado arrojó un Factor de Seguridad Mínimo de 8.44.

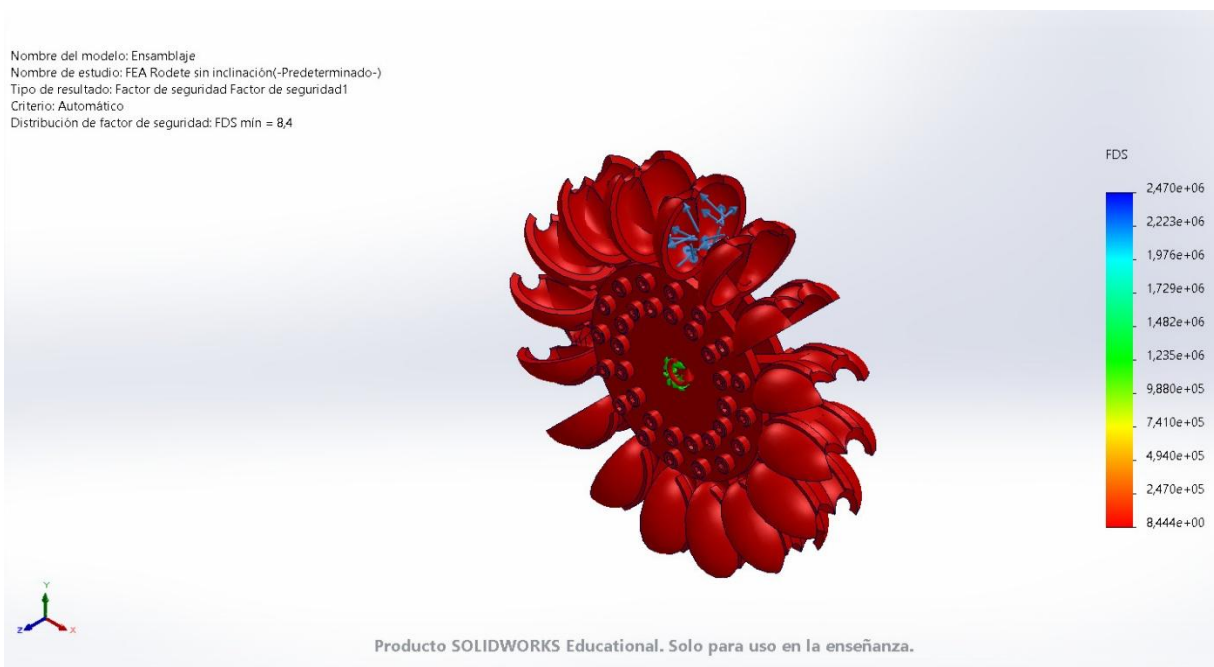
Este margen indica que, bajo las cargas consideradas en el modelo, la arquitectura de doble disco de acero inoxidable y cangilones en PETG presenta una respuesta estructural segura para las condiciones evaluadas. No obstante, el resultado debe interpretarse dentro de las hipótesis del

análisis estático, especialmente la unión rígida entre componentes, la carga hidrodinámica aplicada sobre un único cangilón y el régimen de operación considerado.

Tabla 14.

Trazado de factor de seguridad FEA.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	8,444e+00	2,470e+06
		Nodo: 9262	Nodo: 264786



Ensamblaje-FEA Rodete -Factor de seguridad-Factor de seguridad1

5.2 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) mediante Solidworks

La validación hidrodinámica del rodete se realizó mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) utilizando la herramienta SolidWorks Flow Simulation 2025. El objetivo principal fue caracterizar de manera preliminar el comportamiento del flujo al impactar la arista divisora y estimar la tendencia del torque generado bajo condiciones de operación nominales.

5.2.1 Configuración del Dominio y Modelo Físico

Se definió un análisis de tipo Externo con un dominio computacional de 218x144x30 [mm]. Para aproximar el comportamiento de una turbina de acción (Pelton), se activaron las siguientes características físicas:

Superficie Libre: Crucial para modelar la interfaz entre el chorro de agua y el aire circundante a presión atmosférica.

Gravedad: Se configuró una aceleración de 9.81 [m/s²] en el eje Y para considerar el efecto del peso del fluido en la descarga de los cuencos.

Rotación: Se implementó una región de rotación local para simular el movimiento relativo del rodete respecto al chorro inyector, permitiendo estimar el torque asociado a la interacción chorro–rodete.

5.2.2 Condiciones de Frontera y Fluidos

Se utilizó agua y aire como fluidos de trabajo. Las condiciones de entrada se extrajeron de los cálculos hidráulicos previos:

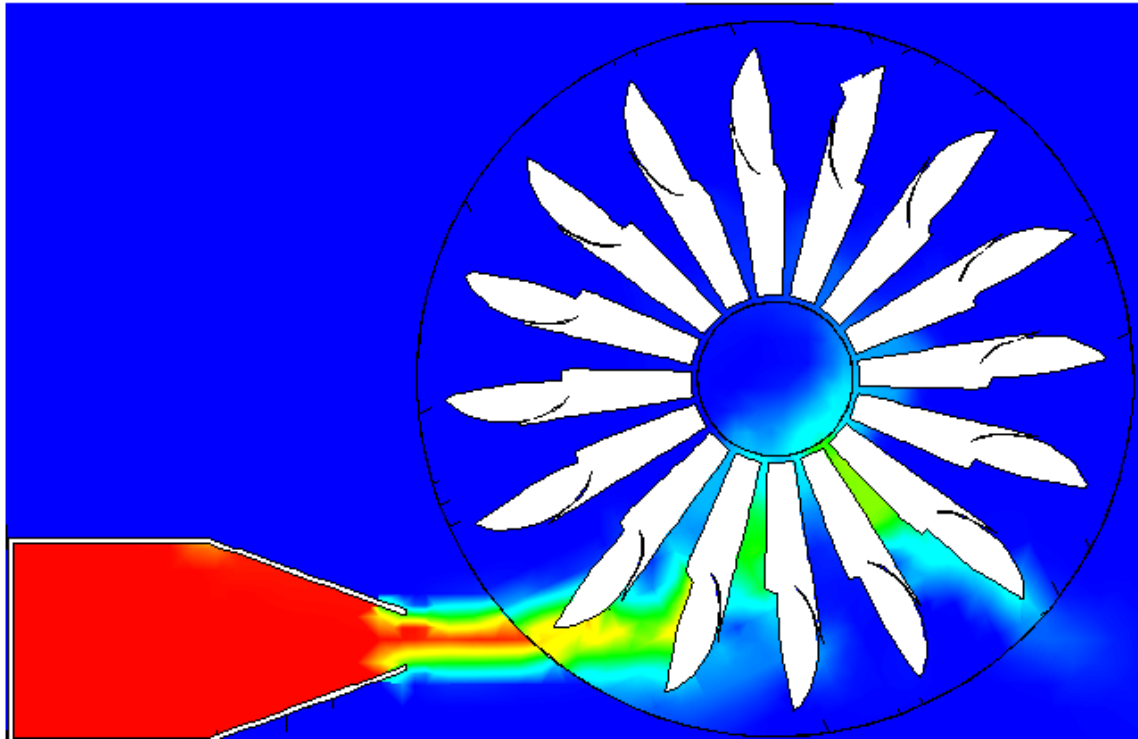
Entrada (Inlet 1): Velocidad de flujo 12.39 [m/s] dirigida perpendicularmente a la cara de impacto del rodete.

Ambiente: Presión estática de 1 atmósfera (101325 [Pa]) y temperatura de 293.2 [K].

Paredes: Se asumió una rugosidad nula para el PETG y el acero, simplificando el modelo hacia un comportamiento ideal de flujo. Esta condición representa una simplificación del acabado real de las piezas fabricadas.

Figura 30.

Configuración del dominio 3D y vector de entrada del chorro.

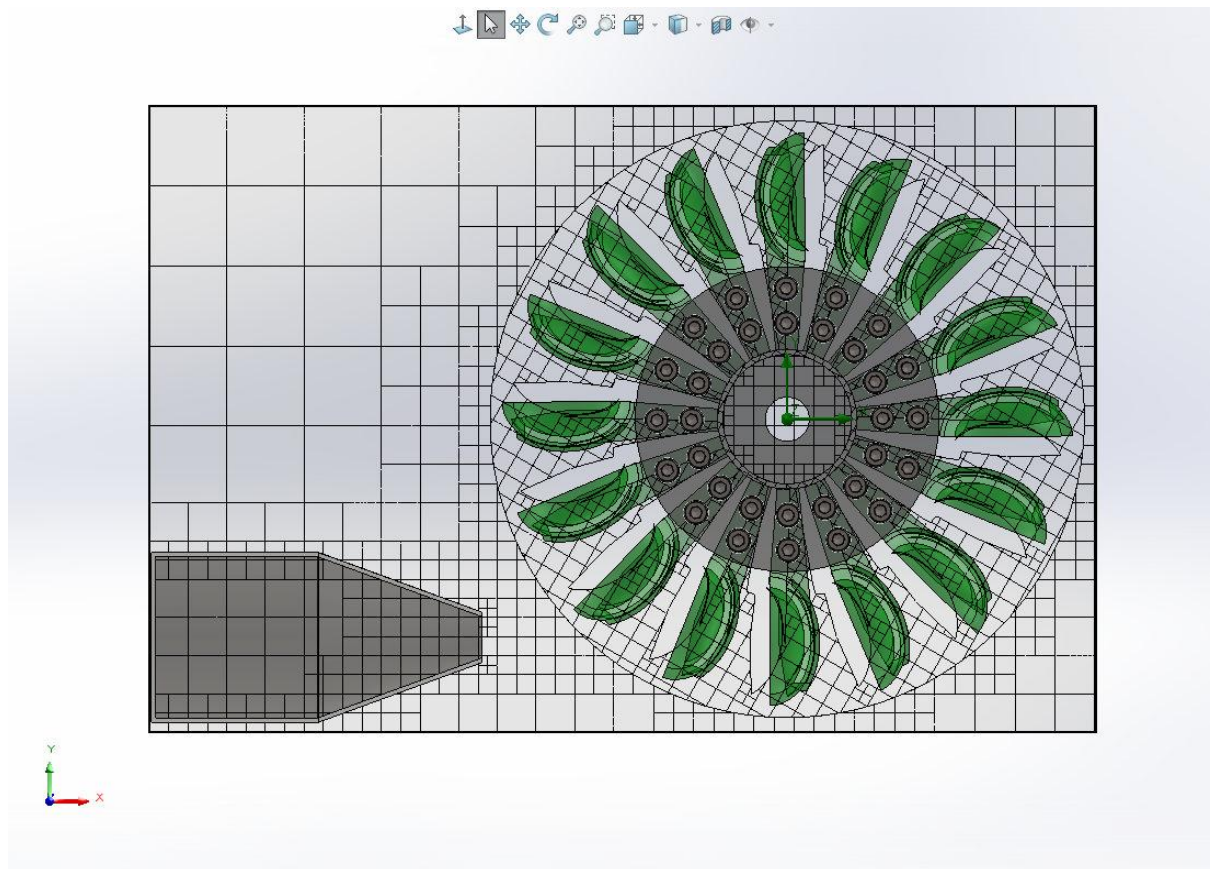


5.2.3 Parámetros de Mallado

Se empleó un mallado automático de Nivel 3 con refinamiento en canales estrechos desactivado para optimizar el tiempo de cálculo. El software ajustó la resolución de la geometría de manera automática para capturar la curvatura de los álabes, buscando mantener una representación estable de la superficie libre durante la interacción aire-agua. El dominio discretizado final constó de 13857 celdas.

Figura 31.

Mallado automático con refinamiento en canales estrechos desactivado.



5.2.4 Análisis de Resultados: Velocidad y Presión

Los resultados muestran que la velocidad máxima del fluido se mantiene cercana a los 12.39 [m/s] en el núcleo del chorro antes del impacto, lo que evidencia una conservación aproximada de la energía cinética en el trayecto inyector-rodete. Al impactar la arista divisora, se observa una zona de estancamiento con alta presión estática, seguida de una aceleración del flujo hacia los bordes de salida de los cuencos.

El perfil de velocidades sugiere que la geometría rediseñada favorece la bifurcación de la vena líquida y el cambio de cantidad de movimiento, condición necesaria para la generación de torque

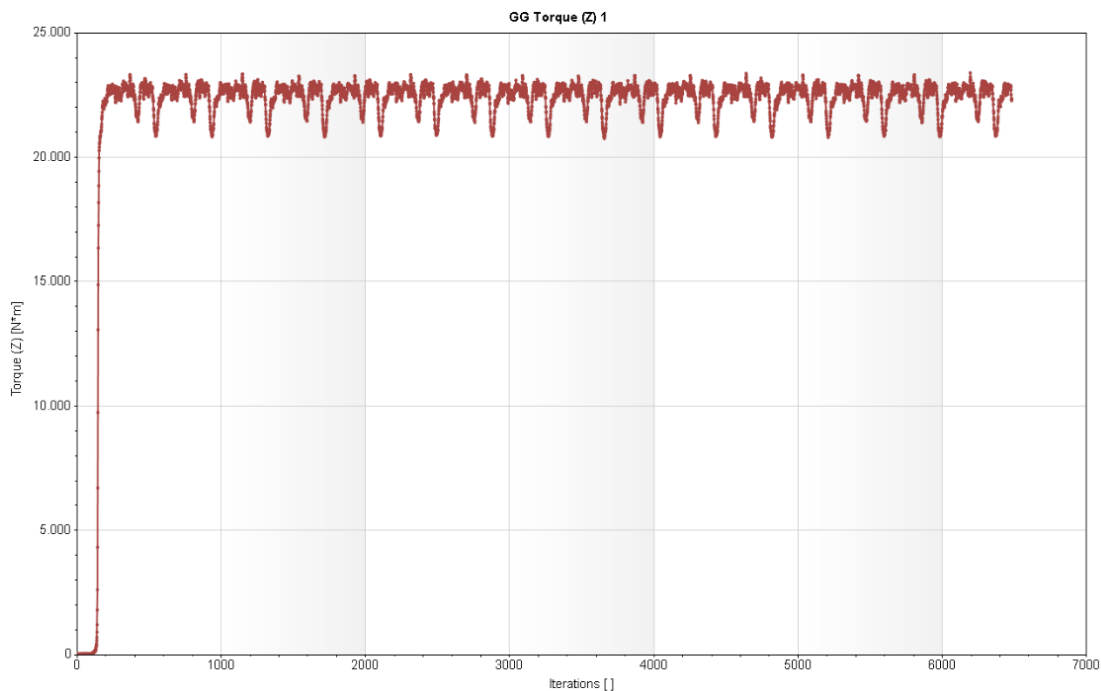
en turbinas de acción, lo cual es el principio fundamental para la generación de torque en turbinas de acción.

5.2.5 Evaluación de Objetivos y Torque

Para la validación cuantitativa, se monitorearon los objetivos de fuerza y torque en el eje Y. La simulación arrojó valores de torque consistentes con los requerimientos de potencia del laboratorio, indicando que el rediseño presenta una tendencia favorable para la conversión de energía hidráulica en energía mecánica rotacional bajo el régimen evaluado.

Figura 32.

Convergencia de torque y fuerza durante la simulación.



En conjunto, la simulación en SolidWorks Flow Simulation se utilizó como una primera aproximación hidrodinámica del rediseño. Sus resultados permiten orientar la interpretación del flujo y del torque, pero se complementan posteriormente con el análisis transitorio multifásico desarrollado en ANSYS Fluent.

5.3 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) mediante ANSYS fluent.

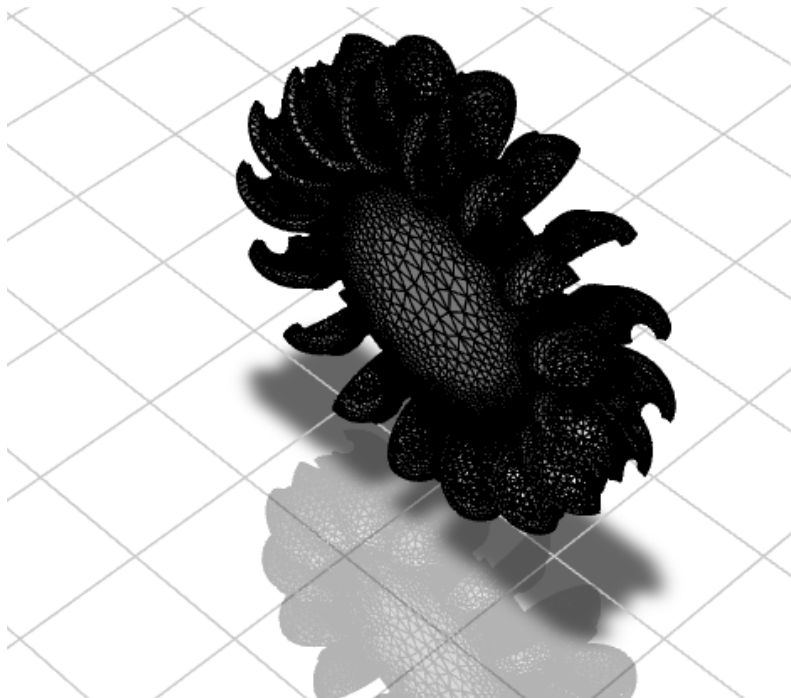
Con el fin de complementar el rediseño del rodete, se desarrolló una simulación CFD en ANSYS Fluent para analizar de manera preliminar la interacción entre el chorro de agua y los cangilones del rodete. La simulación se realizó bajo un enfoque tridimensional, transitorio y multifásico, empleando el modelo Volume of Fluid (VOF), para representar la interacción aire-agua dentro del dominio computacional.

5.3.1 Simplificación geométrica del modelo.

Para reducir el costo computacional, se trabajó con una geometría simplificada del rodete, conservando las características hidráulicamente relevantes del diseño: diámetro exterior, número de cangilones y forma general de las cucharas. Se eliminaron detalles constructivos menores, como perforaciones, tornillos y elementos de fijación, debido a que estos aumentaban la complejidad de la malla sin aportar de manera directa al objetivo principal de esta simulación.

Figura 33.

Mallado superficial del rodete simplificado para simulación.

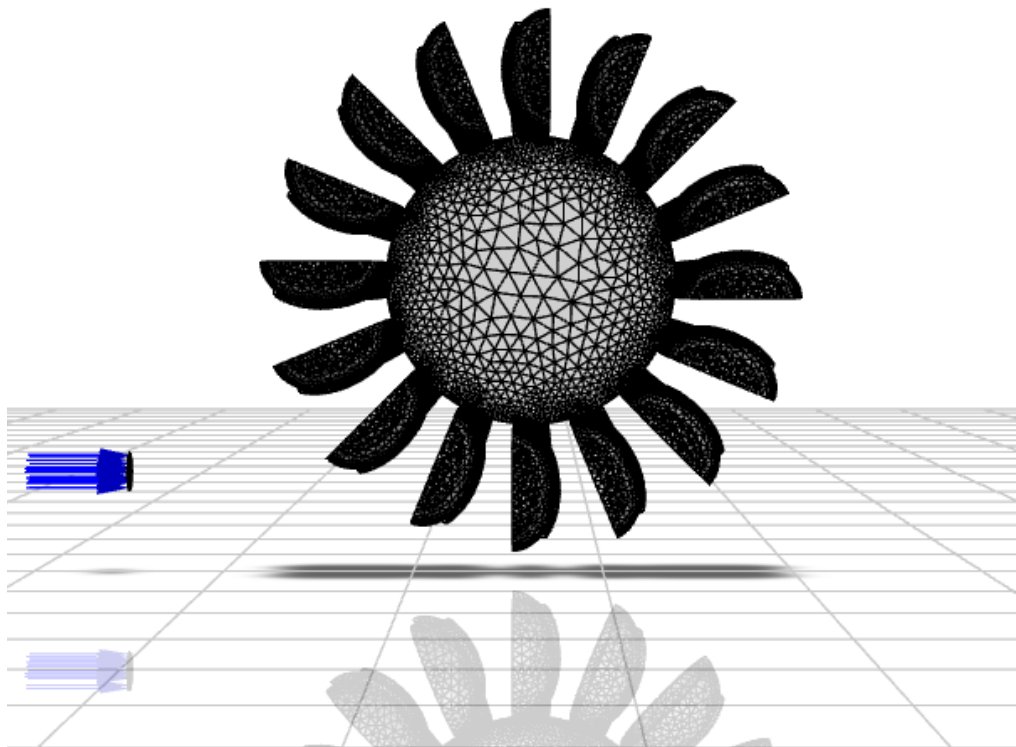


En la figura 33 se observa el rodete simplificado usado para el análisis CFD, conservando las características principales como lo son los 16 cangilones y suprimiendo detalles constructivos menores para reducir el costo computacional.

El dominio de fluido se generó mediante un recinto (enclosure) alrededor del rodete. La boquilla completa no fue incluida en el modelo CFD; en su lugar, se definió una entrada circular equivalente al diámetro de salida de la boquilla. Esta entrada representa el chorro de agua y se ubicó de forma que impactara la zona inferior del rodete, de acuerdo con la configuración física del modelo de turbina Pelton disponible en el laboratorio.

Figura 34.

Ubicación de la entrada del chorro respecto al rodete.



La entrada circular representa la salida equivalente de la boquilla y permite visualizar la orientación del chorro hacia la zona inferior del rodete.

5.3.2 Malla computacional.

La malla computacional fue generada con elementos tetraédricos sobre el dominio de fluido. El modelo final presentó los datos de la tabla 15.

Tabla 15.

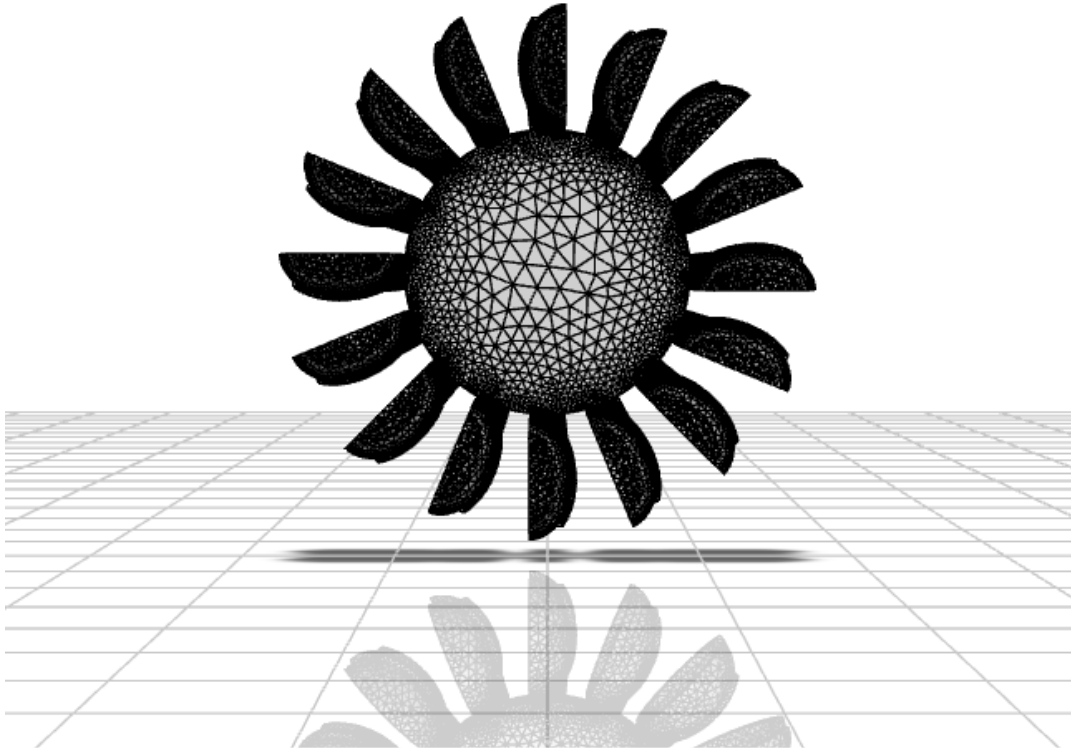
Parámetros del mallado.

Parámetro	Valor
Celdas	1.456.132
Caras	2.983.610
Nodos	279.383
Calidad ortogonal mínima	0.0266
Relación de aspecto máxima	79.97

Aunque la calidad mínima evidencia la presencia de algunas celdas de baja ortogonalidad, la simulación permitió obtener una aproximación útil para analizar la trayectoria del chorro y su interacción inicial con el rodete. Debido al costo computacional del modelo transitorio multifásico, no se desarrolló un estudio formal de independencia de malla con varios niveles de refinamiento. Sin embargo, se documentaron los parámetros de la malla final utilizada y se verificó que esta permitiera representar la geometría principal del rodete, la trayectoria del chorro y la interacción inicial entre ambas partes. Por lo anterior, la malla se considera adecuada para el alcance preliminar de la simulación CFD desarrollada.

Figura 35.

Malla superficial del rodete en vista frontal.



En la figura 35 se puede observar el mallado del rodete el cual fue generado mediante los parámetros de la tabla 13.

5.3.3 Configuración física y condiciones de frontera.

La simulación se configuró en el software ANSYS Fluent como un modelo tridimensional, transitorio, basado en la presión (pressure-based) y de doble precisión. Se empleó el modelo multifásico de volumen de fluido (VOF) para representar el agua y el aire dentro del dominio. Como se observa en la tabla 16. Las superficies del rodete y del dominio se configuraron como paredes estacionarias con condición de no deslizamiento.

Tabla 16.

Configuraciones físicas y condiciones de fronteras.

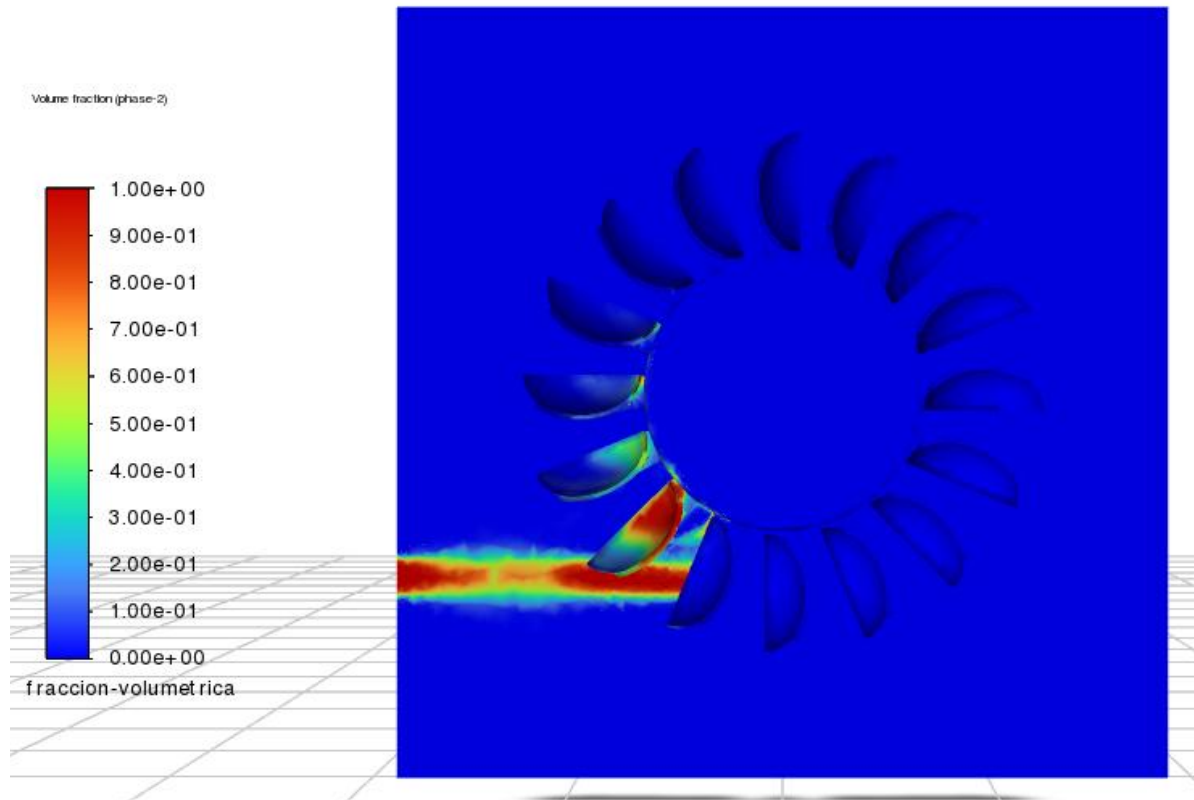
Condición	Configuración
Modelo multifásico	VOF
Fase primaria	Aire
Fase secundaria	Agua líquida
Entrada	Velocity inlet
Velocidad de entrada	7.85 m/s
Salida	Pressure outlet
Presión de salida	0 Pa
Paredes	Stationary wall, no slip
Tiempo de paso	5×10^{-5} s
Número de pasos	300

5.3.4 Fracción volumétrica de agua.

La fracción volumétrica de agua permitió identificar la formación del chorro dentro del dominio y su trayectoria hacia el rodete. En la figura 36 se observa que el agua ingresa de manera definida desde la entrada circular y se dirige hacia la zona inferior de los cangilones, lo cual indica que la orientación del chorro es coherente con la posición de impacto planteada para el rediseño.

Figura 36.

Contorno de fracción volumétrica de agua en el plano central.



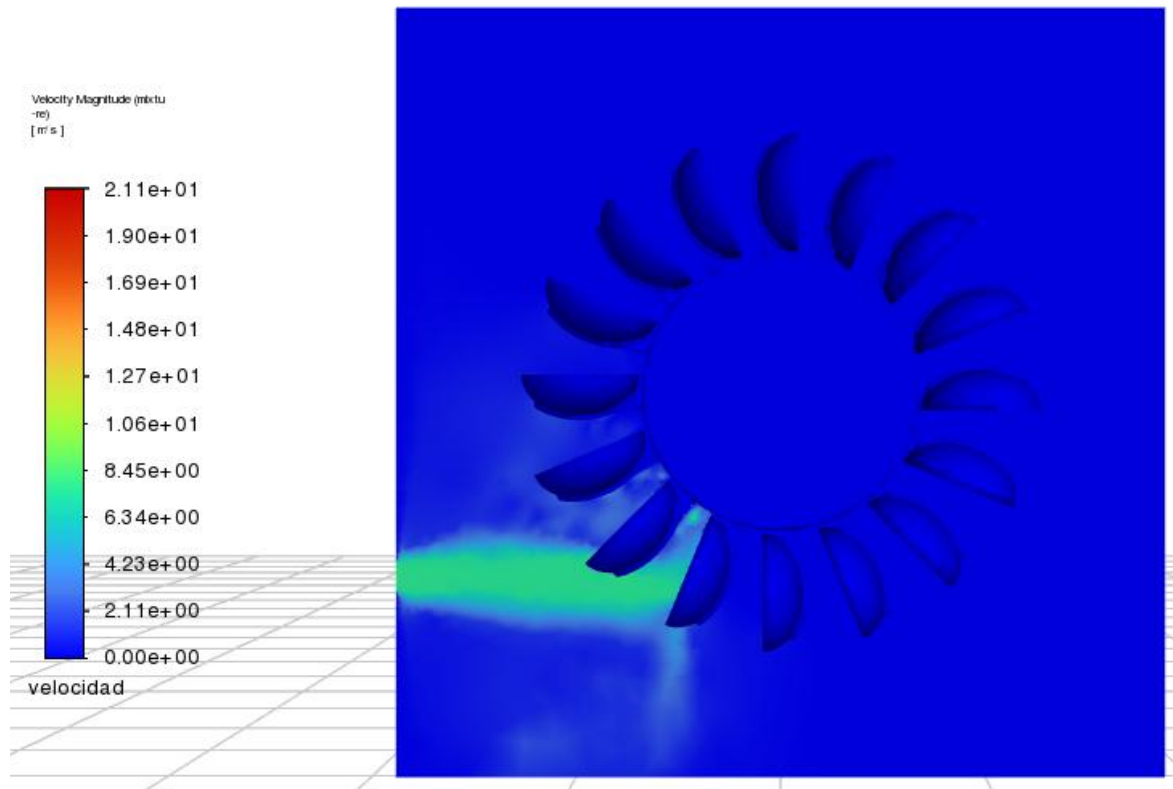
El contorno permite observar la trayectoria del chorro de agua y su aproximación a los cangilones del rodete. Este resultado permite verificar preliminarmente que la entrada definida en el modelo CFD permite representar adecuadamente la trayectoria del chorro y su interacción inicial con el rodete.

5.3.5 Magnitud de velocidad.

El contorno de velocidad permitió analizar la conservación de la velocidad del chorro antes de llegar al rodete. Se observa que la zona de mayor velocidad se concentra en la región de entrada y se mantiene en dirección hacia los cangilones. La velocidad máxima obtenida fue de **8.3336 m/s**, valor cercano a la velocidad de entrada configurada de **7.85 m/s**.

Figura 37.

Contorno de magnitud de velocidad del chorro en el plano central.



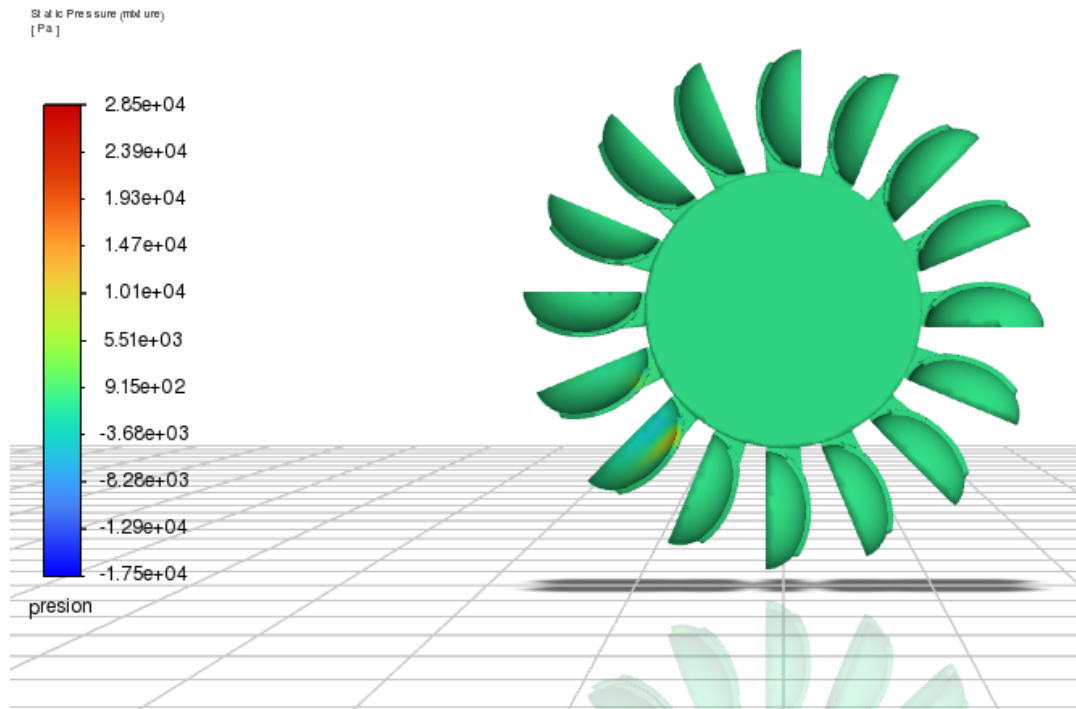
La mayor magnitud de velocidad se concentra en la zona del chorro antes del impacto con el rodete. La diferencia entre la velocidad configurada y la velocidad máxima obtenida puede asociarse a efectos locales del flujo, interpolación numérica y comportamiento transitorio de la interfaz aire-agua.

5.3.6 Presión estática.

La distribución de presión estática permitió identificar la zona donde el chorro genera una mayor acción hidráulica sobre el rodete. En la figura se aprecia una variación localizada de presión cerca de la región de contacto entre el chorro y los cangilones. La presión máxima reportada fue de 22061.46 [Pa].

Figura 38.

Distribución de presión estática en la zona de interacción chorro–rodete.



La presión presenta una variación localizada en la zona donde el chorro interactúa con los cangilones del rodete. Este resultado permite identificar la región donde se presenta la acción hidráulica inicial del chorro sobre la geometría del rodete.

5.3.7 Resultados numéricos.

Además de los contornos obtenidos, se calcularon variables hidráulicas de interés sobre el rodete fijo. La fuerza resultante fue de aproximadamente 0.606 N, con una componente dominante en la dirección del chorro. El momento hidráulico aproximado respecto al eje del rodete fue de 0.0277N·m. A partir de este momento y de la velocidad angular de diseño de 1000 rpm, equivalente a 104.72 rad/ s, se estimó una potencia preliminar de 2.90W.

Tabla 17.

Variables hidráulicas calculadas.

Variable	Valor	Unidad
Flujo másico de entrada	0.5463	kg/s
Fuerza en X	0.6035	N
Fuerza en Y	-0.0524	N
Fuerza en Z	-0.0118	N
Fuerza resultante	0.606	N
Velocidad máxima	8.3336	m/s
Presión máxima	22061.46	Pa
Momento hidráulico aproximado	0.0277	N·m
Potencia estimada	2.90	W

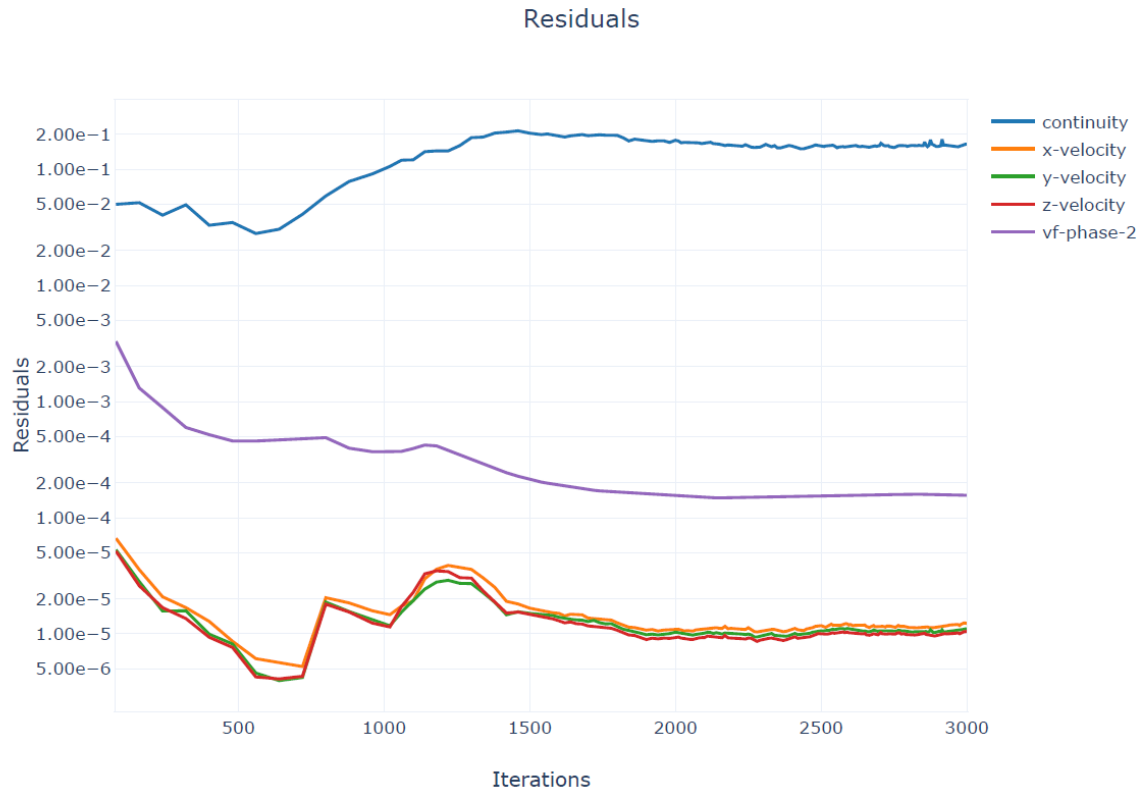
Aunque se utilizaron dos herramientas CFD, sus resultados no se comparan mediante una tabla cuantitativa directa debido a que los modelos empleados tienen alcances diferentes. SolidWorks Flow Simulation se utilizó como una primera aproximación del comportamiento del flujo con región de rotación local, mientras que ANSYS Fluent se empleó para analizar de forma más detallada la interacción aire-agua mediante un modelo transitorio multifásico VOF. Por esta razón, los resultados se interpretan como complementarios: SolidWorks permitió observar la tendencia general del flujo y del torque, mientras que ANSYS aportó información específica sobre fracción volumétrica, velocidad, presión, fuerza y momento hidráulico aproximado.

5.3.8 Residuales y estado de solución.

Para revisar el comportamiento numérico de la simulación, se analizaron los residuales obtenidos durante el cálculo transitorio. Las componentes de velocidad y la fracción volumétrica alcanzaron el criterio de convergencia establecido, mientras que la continuidad permaneció por encima del criterio definido. Este comportamiento puede presentarse en simulaciones multifásicas transitorias con VOF, debido a la evolución de la interfaz aire-agua.

Figura 39.

Evolución de residuales durante la simulación transitoria VOF.



Los residuales de velocidad y fracción volumétrica se mantienen dentro del criterio de convergencia, mientras que la continuidad presenta valores superiores al criterio establecido, los resultados se interpretan como una aproximación preliminar del comportamiento hidráulico del chorro y no como una predicción definitiva del desempeño completo de la turbina en operación.

Cabe aclarar que el modelo CFD desarrollado corresponde a una simulación simplificada. El rodete fue considerado como una pared fija, sin incluir rotación, malla móvil o sliding mesh. De igual forma, la boquilla fue reemplazada por una entrada circular equivalente. Por esta razón, los resultados obtenidos permiten validar preliminarmente la dirección del chorro y su interacción

inicial con los cangilones, pero no representan completamente el comportamiento real de la turbina Pelton en operación.

Aunque en el reporte automático de Fluent aparece el material sólido aluminum, el análisis CFD se desarrolló sobre el dominio fluido aire-agua. El rodete se consideró como una pared estacionaria sin deslizamiento, por lo cual el material sólido no intervino directamente en el cálculo hidráulico. Para el desarrollo constructivo del proyecto, el material considerado para el rodete es PETG.

La simulación permitió evidenciar que el chorro de agua se dirige hacia la zona inferior del rodete y alcanza la región de los cangilones. Los contornos de fracción volumétrica, velocidad y presión permiten observar la interacción inicial entre el chorro y la geometría rediseñada.

6. Fabricación, Ensamble y Validación Experimental

Este capítulo detalla la materialización física del diseño propuesto, abarcando desde la manufactura de los componentes individuales mediante técnicas de fabricación aditiva y sustractiva, hasta el protocolo de ensamble mecánico. Finalmente, se exponen los resultados de las pruebas de funcionamiento bajo condiciones reales en el banco hidráulico EDIBON del laboratorio STAF, evaluando el desempeño operativo del rodete híbrido en comparación con el equipo original.

6.1 Manufactura de los Componentes del Rodete

La construcción del rodete Pelton requirió la integración de dos tecnologías de manufactura distintas para aprovechar las ventajas mecánicas de cada material: impresión 3D para la compleja geometría hidrodinámica de los álabes y mecanizado de precisión para la resistencia estructural de los discos de retención.

6.1.1. *Impresión 3D y Posprocesamiento de los Álabes*

Los 16 álabes del rodete fueron fabricados mediante la tecnología de FDM, Se seleccionó Tereftalato de Polietileno Glicol (PETG) debido a su excelente resistencia al impacto, estabilidad dimensional frente a la absorción de humedad y buena adherencia entre capas.

La elección del PETG respondió principalmente a la necesidad de fabricar cangilones resistentes al impacto del chorro, con buena adhesión entre capas y menor sensibilidad a la humedad en comparación con materiales de uso común como el PLA. Esto permitió obtener piezas funcionales para un entorno hidráulico de laboratorio sin recurrir a procesos de manufactura más costosos.

Los parámetros de impresión se seleccionaron para maximizar la densidad estructural en la zona de la raíz (sometida a esfuerzos de cizalladura por los pernos) y garantizar la fidelidad geométrica de la arista divisora. Se configuró un relleno denso y se incrementó el multiplicador de extrusión para mitigar la sub extrusión localizada.

Tabla 18.

Parámetros de impresión PETG en Ultimaker Cura.

Categoría	Parámetro	Valor configurado
Velocidad	Velocidad de impresión	50.0 mm/s
Velocidad	Velocidad de relleno	50.0 mm/s
Velocidad	Velocidad de pared	25.0 mm/s
Velocidad	Velocidad de pared exterior	25.0 mm/s
Velocidad	Velocidad de pared interior	25.0 mm/s
Velocidad	Velocidad superior/inferior	25.0 mm/s
Temperatura	Temperatura de impresión	210 °C
Temperatura	Temperatura de impresión de capa inicial	210 °C
Temperatura	Temperatura inicial de impresión	210 °C
Temperatura	Temperatura final de impresión	210 °C
Temperatura	Temperatura de cama	60 °C
Temperatura	Temperatura inicial de cama	60 °C
Enfriamiento	Enfriamiento activado	Sí
Enfriamiento	Velocidad del ventilador	100 %
Enfriamiento	Velocidad regular del ventilador	100 %
Enfriamiento	Velocidad máxima del ventilador	100 %
Enfriamiento	Tiempo umbral regular/máximo	10 s
Enfriamiento	Velocidad inicial del ventilador	0 %
Enfriamiento	Altura para velocidad regular del ventilador	0.6 mm

Figura 40.

Programa UltiMaker cura usado para la impresión 3D de los cangilones.

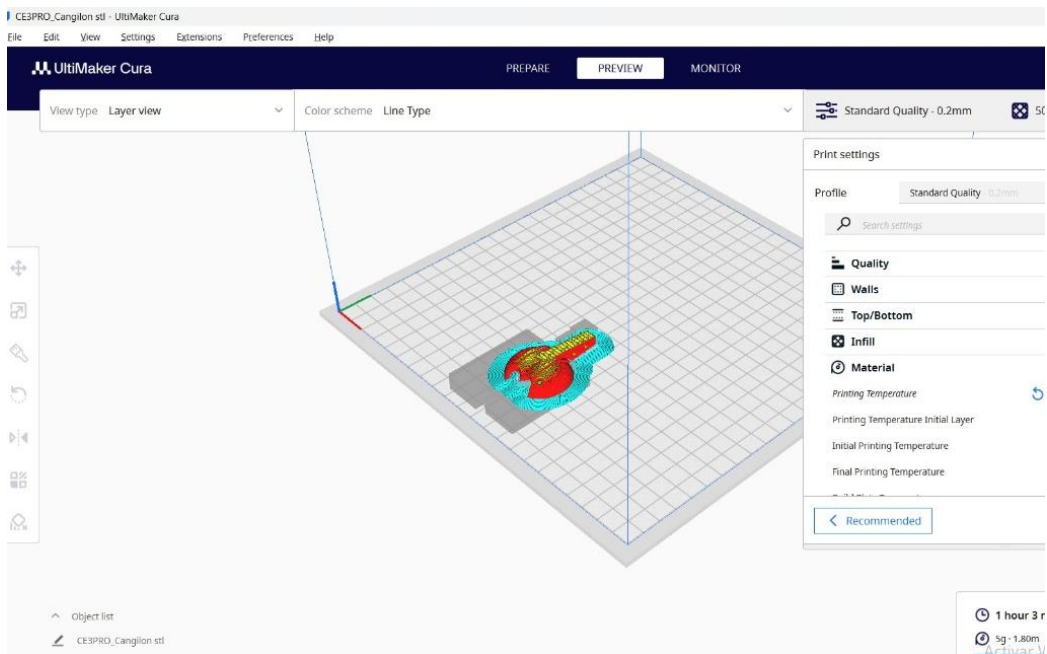


Figura 41.

Acabado de los cangilones luego de la impresión 3D.



Para mitigar la rugosidad superficial inherente a la impresión 3D, la cual induce turbulencia y reduce la eficiencia hidrodinámica, los cuencos de los álabes fueron sometidos a un riguroso Posprocesamiento manual. Este consistió en un lijado progresivo al agua (granos 220, 400 y 600) seguido de la aplicación de una fina capa de resina epóxica transparente (relación 1:1), logrando un acabado superficial liso que minimiza las pérdidas por fricción del chorro de agua.

Figura 42.

Resina epóxica usada para mejorar el acabado de los cangilones.



Aunque no se realizó una medición directa de rugosidad superficial, el posprocesamiento permitió reducir visual y táctilmente las irregularidades propias del proceso FDM, especialmente las líneas de capa presentes en la superficie de los cuencos. Esta mejora es relevante porque una superficie

más uniforme favorece el deslizamiento del chorro sobre el cangilón, reduce zonas locales de separación del flujo y contribuye a disminuir pérdidas por fricción durante la desviación de la vena líquida.

6.1.2 Corte y Mecanizado de los Discos de Retención

Las bridas laterales, encargadas de absorber los esfuerzos centrífugos e inerciales del ensamble, se manufacturaron en Acero Inoxidable AISI 304 de 3 mm de espesor. Todos los contornos se realizaron mediante corte láser automatizado, teniendo en cuenta las dimensiones del modelo CAD diseñado con anterioridad y garantizando la simetría del perfil exterior.

La selección del acero inoxidable AISI 304 permitió aportar rigidez al conjunto, resistencia a la corrosión por contacto con agua y estabilidad dimensional en la zona de acople con el eje. El espesor de 3 mm se consideró suficiente para confinar las raíces de los cangilones sin aumentar excesivamente la masa del rodete.

Figura 43.

Corte láser de los discos de retención en acero inoxidable.

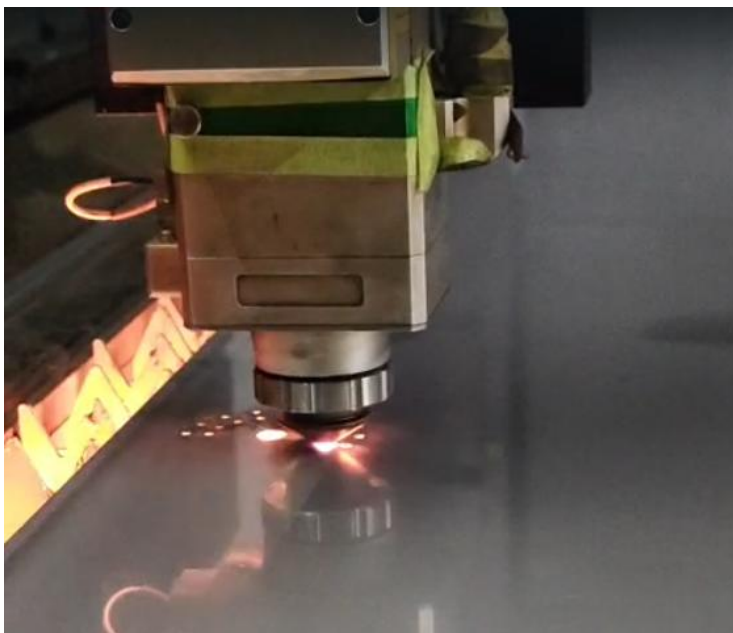


Figura 44.

Discos de retención luego del corte láser.



Posteriormente, se realizó un pulido superficial a los discos para retirar rebabas del corte y mejorar el acabado de las zonas de contacto, como se observa en la Figura 45.

Figura 45.

Acabado final de los discos de sujeción luego de un pulido superficial.



6.2 Protocolo de Ensamble y Balanceo Estático

El acople mecánico del "sándwich" estructural (Acero-PETG-Acero) requirió un estricto control dimensional. El ancho total del ensamble se fijó en 13 mm, permitiendo el uso de tornillería estandarizada.

La fijación de cada álabe se realizó utilizando dos pernos Allen de cabeza cilíndrica M3 x 20 mm en acero inoxidable. Para garantizar que las vibraciones dinámicas de la máquina no comprometieran la integridad del rodete, se implementaron tuercas de seguridad con inserto de nylon (Nyloc norma DIN 985) acompañadas de arandelas planas para distribuir la carga de compresión sin fisurar el polímero.

Esta configuración permitió distribuir la carga de apriete sobre la raíz de cada cangilón, reduciendo el riesgo de concentración de esfuerzos en el PETG y mejorando la estabilidad del ensamble durante la rotación.

Figura 46.

Ensamblaje del rodete híbrido con apriete gradual en cruz.



El torque de apriete se aplicó de manera gradual y siguiendo un patrón en cruz, asegurando un asentamiento uniforme de los discos sobre las raíces de plástico. Previo a su montaje final, se comprobó el balanceo estático del rodete para mitigar fuerzas radiales desequilibradas que pudiesen afectar los rodamientos del equipo.

Figura 47.

Rodete Pelton híbrido completamente ensamblado.



El balanceo se verificó apoyando el rodete ensamblado sobre su eje y observando su tendencia natural de giro. Como criterio de aceptación, se comprobó que el conjunto no presentara una posición preferente de caída ni rotación espontánea hacia un mismo sector, lo que permitió considerar adecuada la distribución de masa para las pruebas iniciales en el banco.

6.3 Pruebas de Funcionamiento en el Banco EDIBON

La validación empírica del rediseño se llevó a cabo instalando el rodete híbrido en el banco de pruebas de turbinas Pelton de la marca EDIBON, perteneciente al laboratorio de STAF.

6.3.1. Montaje y Condiciones Operativas

El rodete se acopló al eje principal de la máquina verificando la holgura radial respecto a la carcasa de acrílico y la correcta alineación del inyector con la arista divisora de los álabes. Las pruebas consistieron en someter el equipo a la carga hidrodinámica nominal, permitiendo observar el comportamiento cinemático y estructural ante el impacto de la vena líquida.

Durante la operación continua, el ensamble híbrido no presentó vibraciones anómalas, fugas por desprendimiento, ni aflojamiento de la tornillería, respaldando experimentalmente la respuesta estructural prevista en el análisis FEA previo.

Figura 48.

Rodete híbrido instalado y en operación en el banco EDIBON.



6.3.2 Prueba de funcionamiento

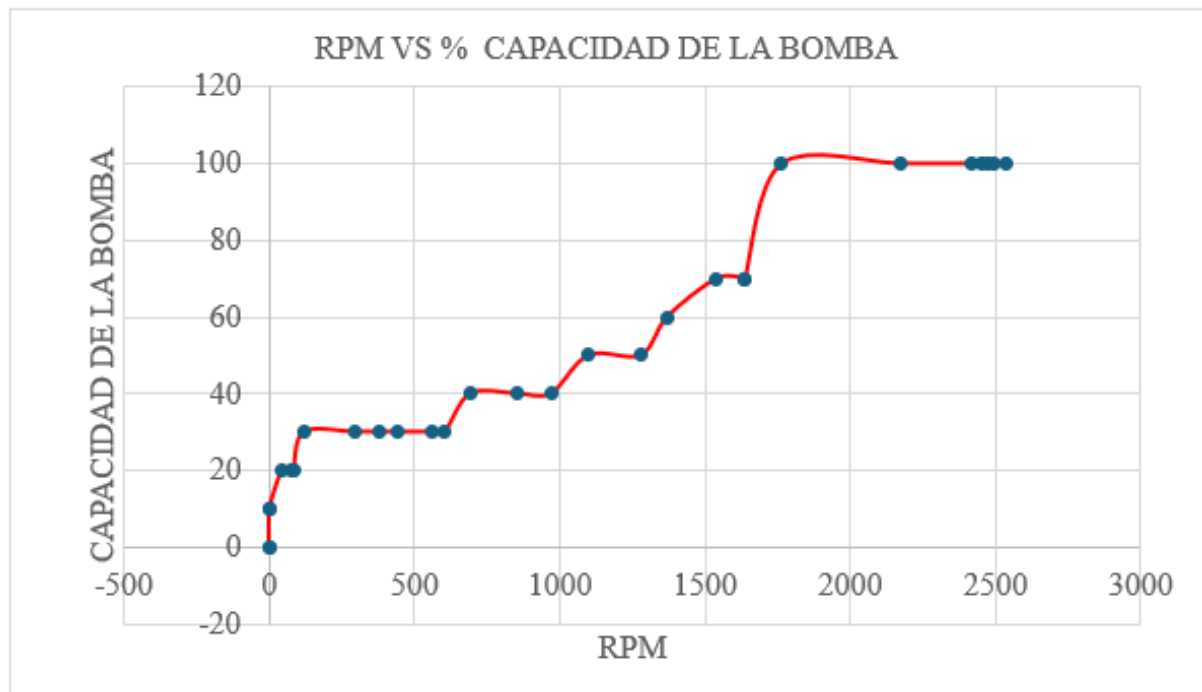
Con el fin de evaluar el funcionamiento del nuevo rodete, se realizaron pruebas experimentales en el banco de ensayos de la turbina Pelton EDIBON modelo TPC. Inicialmente, se incrementó progresivamente el porcentaje de funcionamiento de la bomba, registrando las revoluciones por

minuto (RPM) correspondientes a cada condición de operación. Esta prueba permitió verificar la estabilidad operativa del rodete antes de realizar la comparación de torque, potencia y eficiencia bajo condiciones de carga del 50 % y 60 %.

Como se observa en la Figura 49, a medida que aumentó el porcentaje de funcionamiento de la bomba también se incrementaron las RPM del rodete, presentando un comportamiento estable durante toda la prueba. Posteriormente, la bomba se mantuvo operando al 100 % de su capacidad durante un período de cinco minutos con el propósito de verificar el comportamiento del rodete bajo la condición de mayor exigencia. Durante este tiempo no se observaron vibraciones anormales, desprendimiento de material ni variaciones significativas en la velocidad de giro, lo que permitió verificar preliminarmente que el rodete conserva estabilidad mecánica bajo la condición máxima de operación evaluada.

Figura 49.

Comportamiento del rodete durante la prueba en el banco EDIBON.

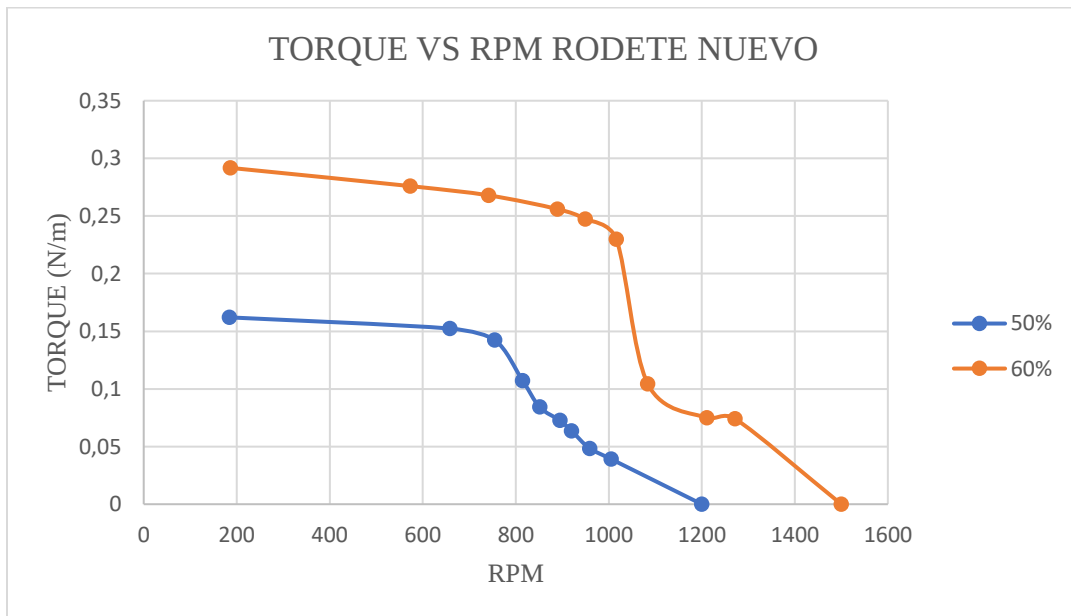


Posteriormente, se realizaron pruebas experimentales con la bomba operando al 50 % y al 60 % de su capacidad. A partir de los datos obtenidos se construyeron las curvas características de torque, potencia mecánica y eficiencia en función de las RPM, con el fin de evaluar el desempeño del nuevo rodete bajo diferentes condiciones de operación.

En la Figura 50 se presenta la relación entre el torque y la velocidad de rotación del rodete. Se observa que el torque aumenta conforme se incrementan las RPM, siendo mayores los valores obtenidos cuando la bomba opera al 60 % de su capacidad. Este comportamiento se debe a que el aumento del caudal proporciona una mayor cantidad de energía hidráulica, permitiendo desarrollar un mayor torque sobre el rodete.

Figura 50.

Torque vs RPM al 50% y 60 %

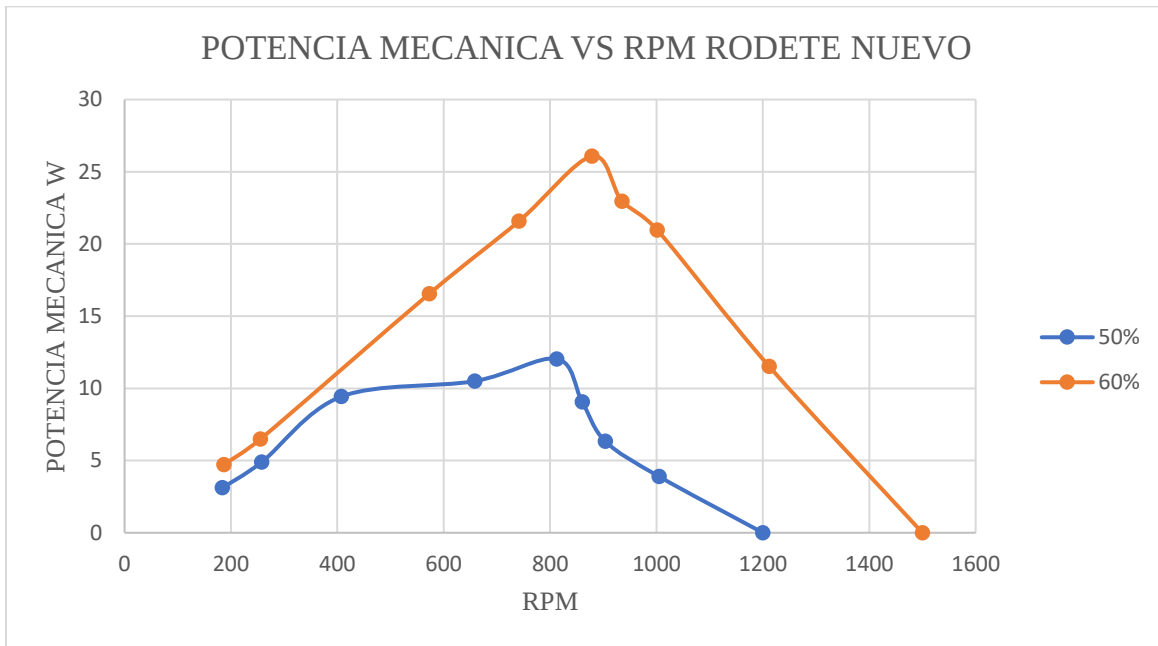


La Figura 51 muestra la variación de la potencia mecánica en función de las RPM. Como era de esperarse, la potencia aumenta con el incremento de la velocidad de rotación, ya que depende directamente del torque desarrollado por el rodete y de la velocidad angular. Además, se observa

que para una operación al 60 % de la capacidad de la bomba se obtienen mayores valores de potencia mecánica en comparación con la condición del 50 %.

Figura 51.

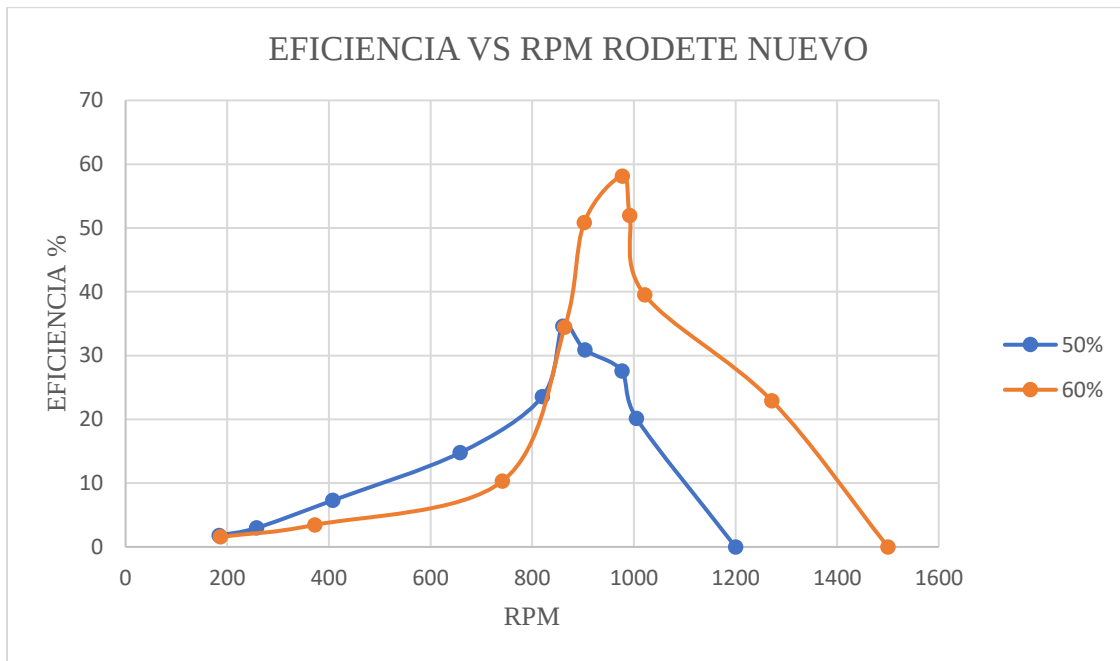
Potencia mecánica vs RPM al 50% y 60 %



En la Figura 52 se presenta la variación de la eficiencia en función de las RPM. Se observa que el rodete mantiene un comportamiento estable dentro del rango de operación evaluado. Aunque la eficiencia obtenida es ligeramente inferior a la del rodete original, el comportamiento sigue siendo consistente durante las pruebas realizadas, lo que demuestra que el nuevo diseño es capaz de operar correctamente en el banco de ensayos.

Figura 52.

Eficiencia vs RPM al 50% y 60 %.



En términos generales, las pruebas experimentales permitieron verificar que el rodete diseñado cumple con las condiciones de funcionamiento requeridas para la turbina Pelton del laboratorio. Aunque al compararlo con el rodete original se observa una ligera disminución en algunos parámetros de desempeño, principalmente en la eficiencia, el nuevo rodete presentó un funcionamiento estable durante todas las pruebas realizadas. Estas diferencias pueden estar relacionadas con pequeñas variaciones geométricas propias del proceso de rediseño, el método de fabricación mediante impresión 3D y las propiedades del material utilizado. No obstante, el rodete constituye una alternativa funcional para las prácticas del laboratorio y proporciona una base para futuras mejoras orientadas a optimizar su rendimiento.

Estos resultados son coherentes con el objetivo funcional del rediseño, ya que el rodete logró operar de forma estable en el banco EDIBON sin evidenciar fallas estructurales durante la prueba.

La disminución de eficiencia frente al rodete original puede asociarse al acabado superficial, las tolerancias propias de la impresión 3D y pequeñas variaciones geométricas respecto al componente de fábrica.

6.4. Costos de fabricación

La fabricación del rodete de la turbina Pelton requirió la adquisición de materiales e insumos destinados a los procesos de manufactura, ensamblaje y acabado de las piezas. En la Tabla 19 se presentan los costos directos asumidos durante el desarrollo del proyecto.

Tabla 19.

Costos de fabricación del nuevo rodete.

Concepto	Valor (COP)
Impresión 3D de componentes	\$180.000
Discos y material de corte	\$200.000
Tornillería y elementos de fijación	\$20.000
Resina y pinceles para acabado y ensamblaje	\$20.000
Total	\$420.000

Adicionalmente, el desarrollo del proyecto contó con el apoyo de la universidad mediante el acceso a recursos institucionales, entre ellos la licencia académica de SolidWorks para el modelado tridimensional del prototipo, el banco de pruebas de turbina Pelton EDIBON TPC para la validación experimental y las instalaciones del laboratorio, las cuales fueron fundamentales para la fabricación y evaluación del prototipo y no representaron un costo directo para los investigadores.

En consecuencia, el costo directo de fabricación del prototipo fue de \$420.000 COP, mientras que los recursos institucionales aportados por la universidad contribuyeron significativamente al desarrollo del proyecto sin generar costos adicionales.

Aunque no se contó con una cotización comercial específica del rodete original EDIBON, el costo directo de fabricación obtenido evidencia que la alternativa desarrollada representa una solución económicamente viable para el laboratorio. Además, la arquitectura híbrida permite fabricar o reemplazar individualmente los cangilones en caso de daño, reduciendo la necesidad de sustituir el conjunto completo del rodete.

7. Conclusiones

Esta investigación permitió rediseñar y construir un rodete funcional para la turbina Pelton EDIBON modelo TPC del Laboratorio de Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos (STAF). El diseño desarrollado consideró las condiciones reales de operación del banco experimental, garantizando la compatibilidad geométrica y funcional con el equipo existente y contribuyendo al fortalecimiento de las actividades prácticas desarrolladas por los estudiantes de Ingeniería Mecánica en un futuro.

El principal aporte del trabajo consiste en proponer y validar una metodología de recuperación funcional para un equipo didáctico de laboratorio, integrando diagnóstico operativo, rediseño geométrico, simulación computacional, manufactura híbrida y validación experimental. De esta manera, el proyecto no se limita a la fabricación de un repuesto, sino que plantea una ruta aplicable al rediseño y recuperación de componentes en otros bancos de prueba académicos.

El proceso de rediseño se fundamentó en el análisis de parámetros operativos como el caudal, la presión, la velocidad del chorro y la potencia disponible, así como en las características geométricas del rodete original. Esto permitió obtener una configuración adecuada para las condiciones de funcionamiento de la turbina, manteniendo los principios de operación característicos de una turbina Pelton y asegurando su correcto desempeño dentro del laboratorio.

Los análisis computacionales realizados mediante herramientas CFD y FEA permitieron evaluar el comportamiento hidráulico y estructural del rodete bajo las condiciones de operación establecidas. Los resultados obtenidos evidenciaron que el diseño propuesto era capaz de soportar las cargas generadas durante el funcionamiento y de interactuar adecuadamente con el chorro de agua, constituyendo una herramienta útil para la validación previa del diseño antes de su fabricación.

La fabricación del rodete utilizando cangilones elaborados en PETG y discos en acero inoxidable demostró ser una alternativa viable desde el punto de vista técnico. La combinación de estos materiales permitió obtener un componente resistente, funcional y de fácil manufactura, capaz de soportar las exigencias operativas del banco de pruebas sin presentar daños, deformaciones o desgaste apreciable durante los ensayos realizados. Además, la arquitectura modular permite el reemplazo individual de cangilones en caso de desgaste o daño, lo cual representa una ventaja frente a soluciones monobloque o repuestos comerciales de difícil acceso.

Las pruebas experimentales realizadas permitieron validar el desempeño del rodete construido, observándose un comportamiento estable durante todo el rango de operación de la bomba. Asimismo, durante el funcionamiento continuo al 100 % de la capacidad de la bomba, el rodete mantuvo condiciones adecuadas de operación, sin evidenciar vibraciones significativas ni anomalías mecánicas que comprometieran su funcionamiento, lo que respalda la viabilidad funcional del diseño propuesto para las condiciones de operación evaluadas.

Durante los ensayos de medición de torque se presentó el desprendimiento del conjunto asociado al eje de la turbina; sin embargo, se determinó que este fenómeno está relacionado con el sistema de fijación del banco experimental y no con el diseño del rodete desarrollado. Este comportamiento ha sido reportado previamente durante la operación del equipo y se atribuye al desenroscado progresivo del eje cuando se aplica el sistema de frenado para la medición de torque. Por lo tanto, se identifica la necesidad de implementar mejoras en el mecanismo de sujeción del banco, con el fin de aumentar la seguridad y confiabilidad de futuras prácticas experimentales.

Como limitación del trabajo, se reconoce que las pruebas experimentales se realizaron en un rango específico de operación del banco y durante periodos controlados de funcionamiento. Por tanto, no se evaluó la vida útil a largo plazo del PETG, la fatiga del material ni el comportamiento

del rodete bajo operación continúa prolongada. Estas limitaciones no invalidan los resultados obtenidos, pero orientan futuras investigaciones sobre durabilidad, desgaste y optimización del diseño.

Finalmente, el desarrollo de este proyecto contribuye al fortalecimiento de las capacidades académicas y experimentales del Laboratorio STAF, al disponer de un rodete funcional para la turbina Pelton EDIBON modelo TPC. Además, el trabajo deja como aporte una metodología de diseño, fabricación y validación que puede ser adaptada a otros equipos didácticos de laboratorio que requieran recuperación, actualización o fabricación de componentes mecánicos. En este sentido, el proyecto aporta no solo una solución funcional para el banco de pruebas, sino también una referencia técnica para futuros trabajos de ingeniería aplicada en turbomáquinas hidráulicas y manufactura híbrida.

8. Recomendaciones

Se recomienda que en futuros desarrollos del rodete se evalúe la fabricación de la totalidad de sus componentes, exceptuando la tornillería y los elementos de fijación, en PETG o en materiales poliméricos con propiedades mecánicas similares. Esta alternativa permitiría reducir el peso total del conjunto y obtener un comportamiento dinámico más cercano al del rodete original, siempre que se verifique previamente su resistencia mediante simulaciones y pruebas experimentales.

Asimismo, se recomienda rediseñar o mejorar el mecanismo de fijación del rodete al eje de la turbina, ya que durante los ensayos de medición de torque se evidenció el desacople del conjunto al aplicar el sistema de frenado. La implementación de un sistema de sujeción más robusto contribuiría a incrementar la seguridad, confiabilidad y repetibilidad de las pruebas experimentales realizadas en el banco.

Finalmente, se recomienda realizar estudios complementarios orientados a evaluar el desempeño del rodete durante periodos prolongados de operación, con el propósito de analizar el comportamiento de los materiales frente al desgaste, la fatiga y otras condiciones propias del funcionamiento continuo del equipo. Esta información permitirá optimizar futuros diseños y ampliar el conocimiento sobre el comportamiento del rodete en aplicaciones didácticas.

Referencias Bibliográficas

Agar, D. A., & Rasi, R. (2008). *Design and laboratory testing of a Pelton wheel apparatus for teaching purposes*. *Renewable Energy*, 33(11), 2501–2507.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.12.007>

ANSYS Inc. (2023). *ANSYS Fluent theory guide*. ANSYS Inc.

ASM International. (1990). *Properties and selection: Irons, steels, and high-performance alloys* (Vol. 1). ASM Handbook.

Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2014). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (7th ed.). Butterworth-Heinemann.

Dizon, J. R. C., Espera, A. H., Chen, Q., & Advincula, R. C. (2018). *Mechanical characterization of 3D-printed polymers*. *Additive Manufacturing*, 20, 44–67.
<https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.12.002>

EDIBON. (s.f.). *Turbina Pelton (TPC)* [Manual técnico]. EDIBON Engineering.
Recuperado el 18 de septiembre de 2025, de
<https://www.edibon.com/es/files/equipment/TPC/catalog>

Gibson, I., Rosen, D. W., & Stucker, B. (2015). *Additive manufacturing technologies: 3D printing, rapid prototyping, and direct digital manufacturing* (2nd ed.). Springer.
<https://doi.org/10.1007/978-1-4939-2113-3>

Godec, D., Cano, S., Holzer, C., & Gonzalez-Gutierrez, J. (2020). *Optimization of the 3D printing parameters for tensile properties of specimens produced by fused filament fabrication of PETG*. *Materials*, 13(17), 3745. <https://doi.org/10.3390/ma13173745>

Goyal, R., & Gandhi, B. K. (2018). *A review on hydrodynamics of Pelton turbine. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 1513–1526.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.256>

Peñaloza Mayorga, J. A. (2018). *Modelado y simulación CFD de turbinas Pelton de laboratorio mediante prototipado rápido* [Trabajo de grado, Universidad Distrital Francisco José de Caldas]. Repositorio Institucional Séneca. <http://hdl.handle.net/11349/>

PMI (Project Management Institute). (2017). *Guía de los fundamentos para la dirección de proyectos (Guía del PMBOK®)* (6.ª ed.). Project Management Institute.

Quaranta, E., Amelio, M., & McNabola, A. (2021). *Hydraulic behavior and design optimization of Pelton turbines at small scale. Renewable Energy*, 164, 1294–1306.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.10.151>

Servicio Geológico Colombiano. (2024). *Infraestructura energética y recursos geológicos de Santander* (Reporte técnico GEO-2024-03).

Thake, J. (2000). *The micro-hydro Pelton turbine manual: Design, manufacture and installation for small-scale hydropower*. ITDG Publishing.

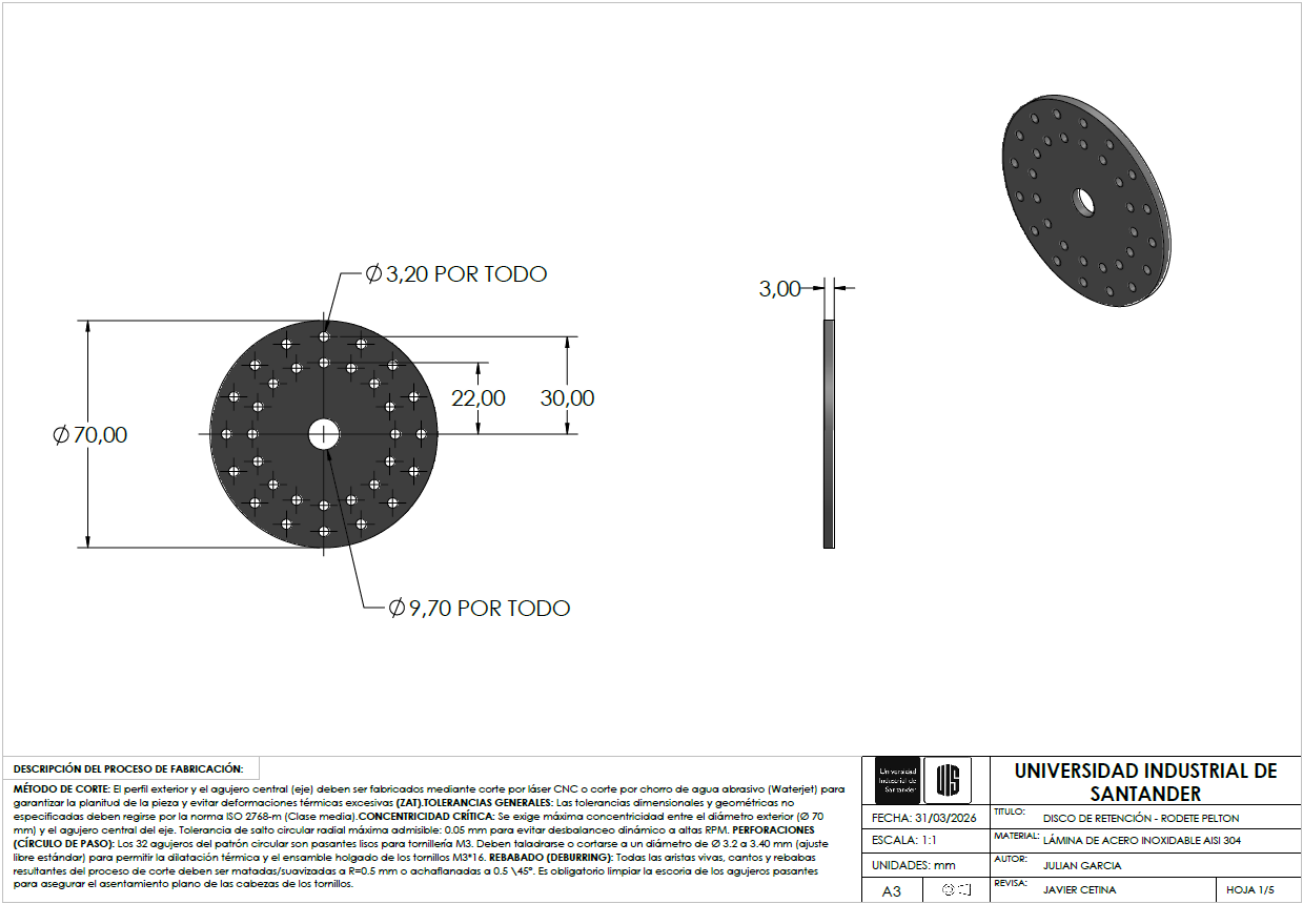
Thapa, B. S., Thapa, B., & Dahlhaug, O. G. (2012). *Empirical modelling of sediment erosion in Francis turbines. Energy*, 41(1), 386–391. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.044>

Turbina Pelton. (s.f.). *Unidad 3: Rueda Pelton*. Recuperado el 18 de septiembre de 2025, de https://members.tripod.com/mqhd_ita.mx/u33.htm

Apéndices

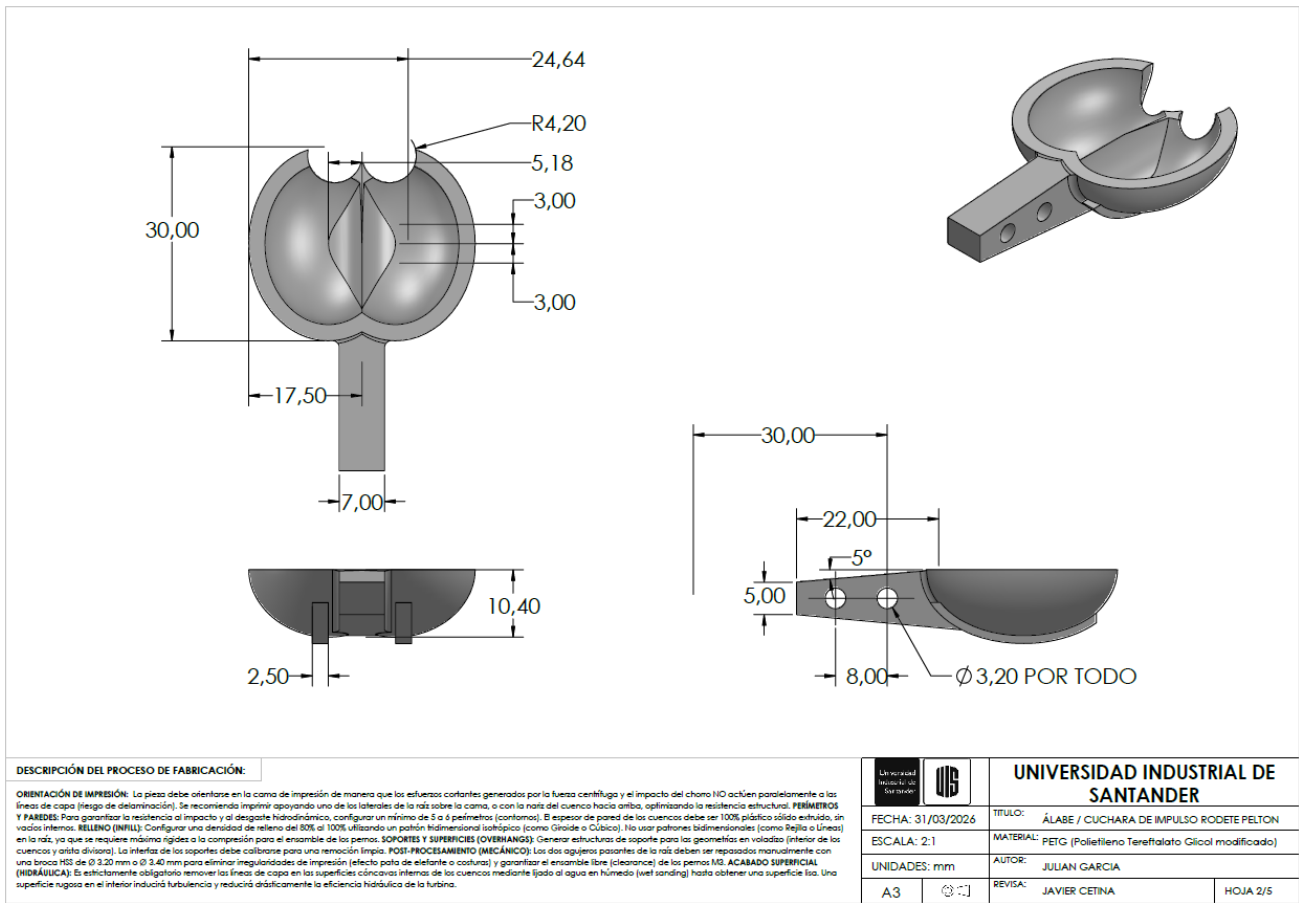
Apéndice A.

Plano de disco de retención.



Apéndice B.

Plano de álabe sin inclinación.



Apéndice C.

Plano explosionado del ensamble general.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Disco de retención	AISI 304	2
2	Álabe	PETG	16
3	Tomillo M3 x 20	AISI 304	32
4	Tuerca de seguridad M3	AISI 304	32

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 31/03/2026	TÍTULO: ENSAMBLAJE GENERAL - RODETE PELTON
ESCALA: 1:1	AUTOR: JULIAN GARCIA
UNIDADES: mm	REVISOR: JAVIER CEJUNA
A3	HOJA 3/5

Apéndice D.

Plano de álabe con inclinación de 20 grados.

